

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Kompresorová stanice obchodní společnosti ŽDB, a. s., závod
„Drátovny“

Compressor Station Company ŽDB, Plant Drátovny

Student:

Bc. Jiří Kopta

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Jiří Kopta

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

**Kompresorová stanice obchodní společnosti ŽDB, a. s., závod
„Drátovny“.
Compressor Station Company ŽDB, Plant Drátovny.**

Zásady pro vypracování:

Kompresorová stanice obchodní společnosti ŽDB, a.s., závod „Drátovny“ bude s ohledem na stáří stávajících kompresorů, špatnou separaci oleje z vyrobeného vzduchu a poruchovost zařízení rekonstruována. V kompresorové stanici je umístěna jedna kompresorová jednotka V5 – 110L, jedna kompresorová jednotka V5 – 90L a jeden náhradní pístový kompresor 3 DSK 350. V dnešní době se průměrná denní výroba vzduchu pohybuje od 55 tis.m³ (zimní období) do 35 tis.m³. V závěrečné práci proveďte návrh osazení nové kompresorové stanice kompresory, které nejlépe vyhovující současnému provozu, rozkreslete rozhodující uzly potrubního systému stávající kompresorové stanice „Drátovny“, přírodní potrubí od stěny kompresorové stanice ke vzdušníku a rozdělovač stlačeného vzduchu do provozů „Drátoven“. Součástí závěrečné práce bude i vstupní rozbor výhodnosti resp. nevýhodnosti současného umístění kompresorové stanice a její případné přemístění do prostoru „Neutralizace“ tj. mimo současný areál a vyhodnocení provozního měření v trvání cca 14-ti dnů systému stlačeného vzduchu, včetně návrhu a optimální provoz za stávajících podmínek.

Seznam doporučené odborné literatury:

- Chlumský,V.-Liška,A.: Kompresory. SNTL/ALFA,Praha/ Bratislava 1982
Liška,A.: Technika stlačeného vzduchu.Výroba a rozvod. SNTL, Praha 1988.
Liška,A., Novák,P.: Kompresory. ČVUT, Praha 1999.
Konka, Karl-Heinz: Schraubenkompressoren. Düsseldorf,VDI 1988.
Kaminský,J.: Využití pracovního prostoru pístových kompresorů. SNTL,Praha 1982.
Kaminský,J.: Objemové kompresory. VŠB-TUO, Ostrava 1997.
Kolarčík,K.: Proudové kompresory. VŠB-TUO, Ostrava 1994
Kolarčík,K.-Vrtek,M.: Možnosti úspor energie. Technologické centrum AV ČR, Praha 2002.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

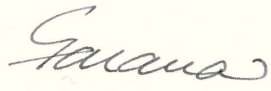
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011




prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jiří Kopta

Adresa trvalého pobytu autora práce: Na Hranici 956, Petřvald 735 41

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOPTA, J. *Kompresorová stanice obchodní společnosti ŽDB, a. s., závod „Drátovny“: diplomová práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 67 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá výrobou stlačeného vzduchu. V úvodu je popsána technologie výroby stlačeného vzduchu, podrobněji pak závodu „Drátovny“ společnosti ŽDB a.s.

Proběhlo měření, které mělo za úkol zjistit stav kompresoru. Na základě naměřených hodnot byly spočteny energetické charakteristiky kompresorů a jejich současný stav. Podle výsledků byly navrženy úpravy a doporučení pro provoz zařízení.

Byly spočteny tlakové ztráty v rozvodech a navržen uzlový bod, ze kterého vycházejí potrubí k jednotlivým provozům. Byl vytvořen 3D model tohoto bodu, který pak byl podroben pevnostní zkoušce v programu ANSYS 10.0

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOPTA, J. *Compressor Station Company ŽDB, Plant Drátovny: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2011, 67 p. Thesis head: Kolarčík, K.

Thesis is dealing with production of compressed air. The introduction describes the technology of production of compressed air in general and then specifically in ŽDB's "Drátovny" plant.

A measurement was conducted in order to determine the quality of compressors. Measured values were used to calculate energy characteristics of compressors and their current status and results were used to offer adjustments and recommendations for the operation of the equipment.

Pressure loss in the distribution pipes was calculated and a nodal point from which the pipes would go to individual plants was suggested as result. A 3D model of this point was created and it underwent a hardness test in ANSYS 10.0.

Obsah

| | |
|---|--------|
| Seznam použitých značek a symbolů | - 8 - |
| 0 Úvod..... | - 10 - |
| 1 Kompresorová stanice, rozvodná síť | - 11 - |
| 1.1 Kompresorová stanice | - 11 - |
| 1.1.1 Kompresory | - 12 - |
| 1.1.2 Úprava stlačeného vzduchu | - 25 - |
| 1.2 Vzdušník | - 34 - |
| 1.3 Rozvodná síť – zásady projektování | - 37 - |
| 1.3.1 Zásady projektování..... | - 38 - |
| 1.3.2 Části potrubních rozvodů..... | - 39 - |
| 1.3.3 Výpočet rozvodné sítě | - 41 - |
| 1.4 Současná výroba a rozvod stlačeného vzduchu ŽDB | - 43 - |
| 1.4.1 Popis výroby a zařízení..... | - 43 - |
| 1.4.2 Technické údaje částí výroby stlačeného vzduchu | - 46 - |
| 1.4.3 Kontrola tlakových ztrát | - 48 - |
| 2 Zjištění hospodárnosti pneumatických zařízení..... | - 49 - |
| 2.1 Měření | - 49 - |
| 2.1.1 Měření tlaku, teploty a vlhkosti | - 49 - |
| 2.1.2 Měření výkonnosti kompresorů | - 51 - |
| 2.1.3 Měření příkonu kompresorů | - 54 - |
| 2.2 Jakost rozvodů..... | - 55 - |
| 2.2.1 Tlakové ztráty | - 55 - |
| 2.2.2 Objemové ztráty..... | - 55 - |
| 3 Provozní měření kompresorové stanice ŽDB, a. s..... | - 57 - |
| 3.1 Popis měření..... | - 57 - |

| | | |
|-------|---|--------|
| 3.2 | Výsledky měření | - 59 - |
| 3.2.1 | Měření kompresoru V4 – 55 metodou plnění známého objemu | - 59 - |
| 3.2.2 | Měření kompresorů v oblasti „Drátovny“ | - 62 - |
| 3.2.3 | Návrh úprav | - 64 - |
| 4 | Závěr | - 65 - |
| 5 | Použitá literatura a zdroje | - 66 - |
| 6 | Seznam příloh | - 67 - |

Seznam použitých značek a symbolů

| | | |
|----------------|--|----------------------------|
| A | [kWh, J] | energie |
| C | [kWh.m ⁻³] | měrná spotřeba energie |
| D | [m] | průměr |
| L | [m] | délka |
| P | [W] | výkon |
| PV | [1] | provozní využití |
| RPD | [1] | relativní doba provozu |
| S | [m ²] | plocha |
| T | [K] | termodynamická teplota |
| V | [m ³] | objem |
| \dot{V}_d | [m ³ .s ⁻¹ , m ³ .h ⁻¹] | objemový průtok, výkonnost |
| \dot{V}_{ST} | [m _N ³ .s ⁻¹ , m _N ³ .min ⁻¹] | standardní výkonnost |
| \dot{m} | [kg.s ⁻¹] | hmotnostní průtok |
| n | [min ⁻¹] | počet otáček |
| p | [Pa] | tlak |
| t | [°C] | teplota |
| r | [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | měrná plynová konstanta |
| w | [m.s ⁻¹] | rychlost |
| z | [1] | počet stupňů |

Řecká písmena

| | | |
|-----------|-----------------------|--------------------------------|
| Δ | | rozdíl |
| α | [K ⁻¹] | součinitel tepelné roztažnosti |
| η | [1] | účinnost |
| φ | [1] | poměr spotřeby a výkonnosti |
| λ | [1] | využití pracovního prostoru |
| π | [1] | vestavěný tlakový poměr |
| ρ | [kg.m ⁻³] | hustota |
| σ | [1] | tlakový poměr |
| τ | [s] | čas |
| ξ | [1] | součinitel místních odporů |

Indexy

| | |
|-------|--------------|
| N | normální |
| c | celkový |
| d | dopravovaný |
| e | ekvivalentní |
| hod | za hodinu |
| min | za minutu |
| n | nasávaný |
| p | plyn |
| spotř | spotřebovaný |
| sec | za sekundu |
| vzduš | vzdušník |
| 0 | počáteční |

Konstanty

| | | |
|---|---|---------------------------|
| R | 8 314 [J·K ⁻¹ ·mol ⁻¹] | molární plynová konstanta |
|---|---|---------------------------|

0 Úvod

Diplomová práce se zabývá tematikou výroby stlačeného vzduchu v kompresorových stanicích, detailněji pak na závodě „Drátovna“ společnosti ŽDB a.s.

Tento podnik s více než stoletou tradicí zaujímá díky své poloze a zkušenostem výsadní postavení mezi výrobci vysokouhlíkových a nízkouhlíkatých drátů ve střední Evropě. Jeho rozvoj a restrukturalizace přináší více pracovních příležitostí, vyšší zisk, ale také na vyšší náklady na provoz a opravy. Z toho důvodu bylo požádáno, aby se katedra energetiky účastnila měření, a následně zhodnotila současné fungování výroby stlačeného vzduchu. Tohoto měření jsem se osobně účastnil a dále pracoval s nashromážděnými výsledky.

První část práce popisuje výrobu stlačeného vzduchu a jeho následný rozvod. Má za úkol seznámit se strukturou a částmi kompresorových stanic, jejich návrhem a projektováním. Popisuje také výrobu stlačeného vzduchu v ŽDB a.s. „Drátovny“.

Druhá část je zaměřena na způsoby měření parametrů kompresorových stanic a rozvodů. Měření zde uvedená a zjednodušené vztahy výpočtů parametrů jsou především určeny pro provozní měření.

Poslední část má za úkol seznámit s výsledky provedeného měření na kompresorové stanici, jeho výsledky a možnými návrhy na provedení změn.

Práce je koncipována tak, aby byla srozumitelná i energetikům, kteří se na výrobu stlačeného vzduchu nespécializují.

1 Kompressorová stanice, rozvodná síť

1.1 Kompressorová stanice [1,3,4,5]

Kompressorová stanice je vyhrazený, technologický ucelený prostor, v němž jsou umístěná zařízení zajišťující výrobu stlačeného vzduchu.

Kompressorová stanice může být:

- a) Uzavřená (samostatně stojící stavební objekt)
- b) Venkovní (venkovní prostor nebo prostor pod přístřeškem, kde jsou umístěny kompresory)
- c) Přemístitelná (pojízdná; balená tlakovzdušná centrála)

V současné době se setkáme s dvojím provedením stacionárních kompressorových stanic:

- a) **Centrální (ústřední) stanice**
- b) **Decentralizovaná stanice**

Centrální stanice obsahují jeden nebo více velkých kompresorů a rozvod je řešen rozsáhlou potrubní sítí. Hlavní výhodou tohoto provedení je dobrá účinnost kompresorů. Nevýhodou pak tlakové a objemové ztráty. Aby byl provoz ekonomicky výhodný, je potřeba průběžně kontrolovat všechna potrubí a armatury rozvodného systému.

Decentralizované provedení spočívá v rozložení výroby stlačeného vzduchu na více malých plně automatizovaných kompresorů, které se nacházejí v blízkosti spotřebičů. Úspory v investicích na rozvodnou síť mnohdy převyšují úspory při centralizování výroby vzduchu do jednoho komplexu. Tlakové ztráty jsou nižší, systém je rovněž výhodný při kolísavé spotřebě stlačeného plynu. Nevýhodou jsou vyšší investiční náklady na zařízení a stavbu.

Kompressorová stanice je tvořena ze dvou částí:

- a) Stavební část
 - budova kompressorové stanice (základy strojů, kanály, podlaha, sací kobka, kanály, pomocné místnosti)
 - vnější přívod proudu a vody
 - sdělovací rozvody
 - vnější kanalizace, silniční a terénní úpravy

b) Technologická část

- strojní zařízení (sací filtr, kompresor, odlučovač oleje, vysoušecí zařízení)
- vodní a olejové hospodářství
- elektrická instalace
- měření, regulace, automatizace

Stavební část kompresorové stanice má vliv na životnost strojních zařízení, jejich obsluhu a opravu, ale také na vnější okolí stanice. Z hlediska obsluhy je při projektování potřeba myslet na dobré odvětrávání a osvětlení stanice (především při nepřetržitém provozu). Každá stanice by rovněž měla být dobře odhlučněna.

Strojní část stanice bývá navržena tak, aby vyhovovala celému provozu jak po technické, tak po ekonomické stránce. Jsou vyžadovány minimální náklady na výrobu pneumatické energie. Určující částí jsou spotřebiče, které podmiňují řešení jak stanice, tak rozvodů.

Základními parametry kompresorové stanice jsou výkonnost a provozní tlak. Dle těchto parametrů jsou pak volena jednotlivá zařízení.

1.1.1 Kompresory [2,3,4,5,8,9,11]

Kompresory jsou sekundární energetické stroje sloužící k dopravě a stlačování plynů. Dochází v nich k transformaci mechanické energie na tlakovou energii nasávaného plynu. Téměř ve všech průmyslových závodech se setkáme s výrobou stlačeného vzduchu, který se používá jak k pohonu pneumatických motorů, tak k přímému využití. V procesním inženýrství pak kompresory slouží k přípravě plynů k chemickým reakcím a jejich dopravě na větší vzdálenosti. S kompresory se dále setkáme například ve stavitelství a především v chladicí technice, kde jsou jednou z hlavních komponent.

Technické údaje kompresorů:

- | | |
|---------------------|-------------|
| • výkonnost | \dot{V}_d |
| • tlakový poměr | σ_c |
| • příkon | P_{sp} |
| • počet stupňů | z |
| • otáčky kompresoru | n |
| • účinnost | η |

Ve firemních prospektech se také uvádí:

- tlak nasávaného plynu p_n
- teplota nasávaného plynu t_n
- teplota ve výtlačném hrdle t_d
- hmotnost kompresoru m_k
- spotřeba chladicí vody \dot{V}_v
- spotřeba oleje \dot{m}_{ol}
- využití pracovního prostoru λ
- počet válců i
- průměr válců D
- zdvih pístu s

Dělení kompresorů

Hlavní dělení kompresorů je dle způsobu stlačování média:

1. Objemové kompresory (podrobněji níže)

Zvyšují tlakovou energii plynu zmenšením pracovního prostoru, v němž je plyn uzavřen. Lze je dále rozdělit dle pohybu pístu:

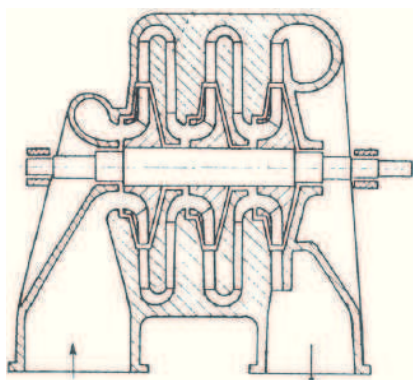
- a. S vratným pohybem pístu (pístové, membránové, ostatní)
- b. S rotačním pohybem pístu (šroubové, zubové, křídlové, atd.)

2. Rychlostní kompresory

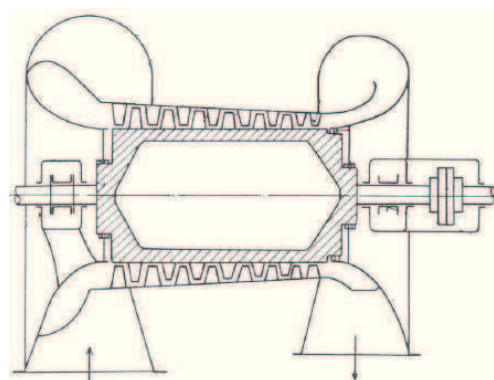
- a. Turbokompresory (radiální (obr. 1.1), axiální (obr. 1.2), diagonální)
- b. Proudové kompresory (ejektory a injektory)

Pracovní prostor je neměnný, k nárůstu tlakové energie dochází změnou hybnosti proudu plynu, který protéká pracovním prostorem. U turbokompresorů se kinetická a část tlakové energie plynu zvyšuje v oběžném kole (*rotoru*), a následně pak ve *statoru* dochází k přeměně kinetické na tlakovou.

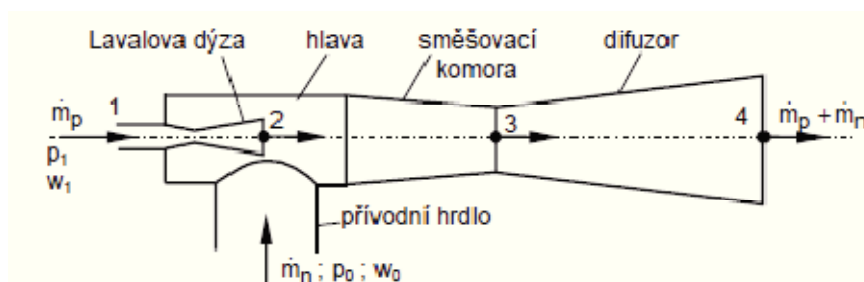
Proudové kompresory se neskládají z žádných pohybujících se částí, a proto jsou velice spolehlivé a konstrukčně jednoduché (obr. 1.3). K přeměně kinetické energie na tlakovou dochází v *difuzoru*. Jejich nevýhodou je však malá účinnost (cca 30 %).



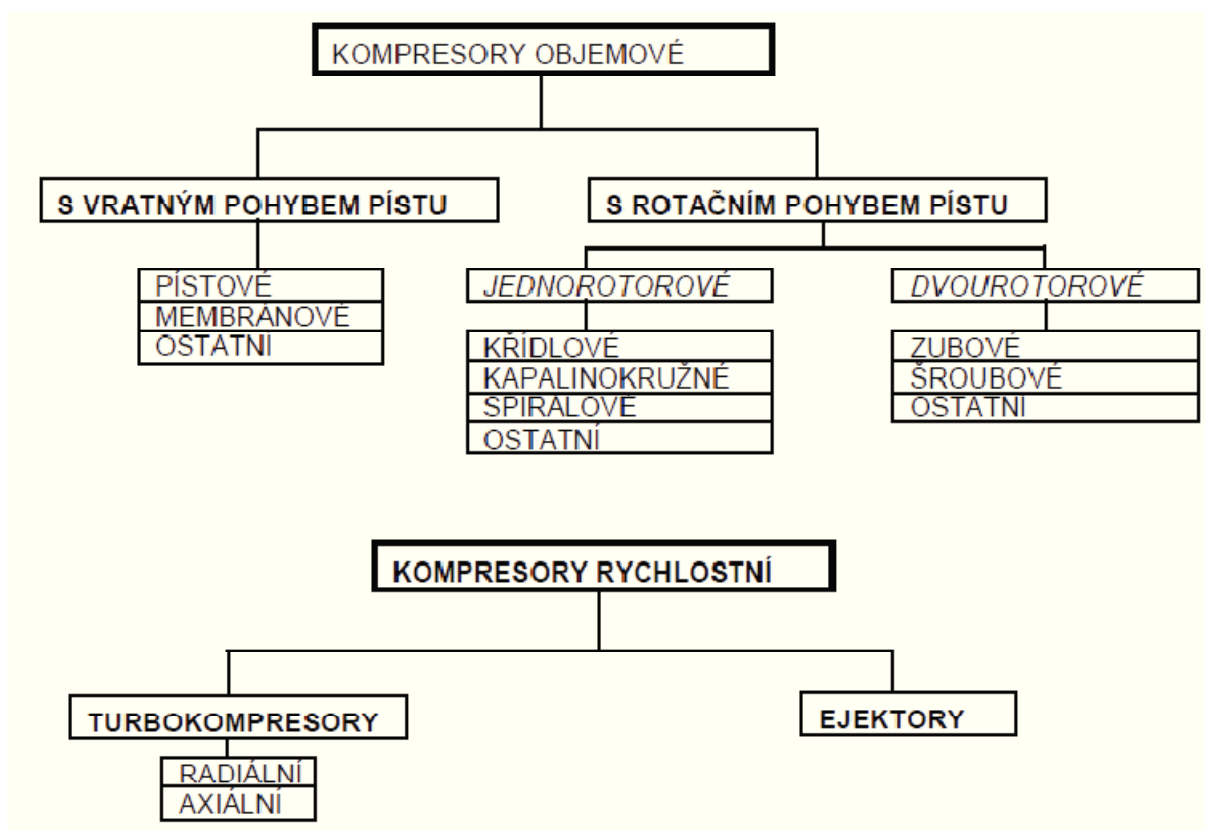
Obrázek 1.1 Řez radiálním TK



Obrázek 1.2 Řez axiálním TK



Obrázek 1.3 Schéma proudového kompresoru



Obrázek 1.4 Rozdělení kompresorů dle způsobu práce a provedení

Dle provedení a uspořádání je rozdělit podle:

A. Stlačovaného média:

- a. Vzduchové kompresory
- b. Plynové kompresory

B. Počtu stupňů:

- a. Jednostupňové
- b. Vícestupňové

C. Celkového tlakového poměru $\sigma_c = \frac{p_d}{p_n}$ (1.1):

- a. Ventilátory $\sigma_c = 1,01$ až $1,1$
- b. Dmychadla $\sigma_c = 1,01$ až $2,6$
- c. Nízkotlaké kompresory $\sigma_c = 2,6$ až 25
- d. Středotlaké kompresory $\sigma_c = 25$ až 100
- e. Vysokotlaké kompresory $\sigma_c = 100$ až 300
- f. Hyperkompresory $\sigma_c =$ více než 300

D. Dosahované výkonnosti \dot{V}_d :

- a. Malé $\dot{V}_d < 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- b. Střední $\dot{V}_d = 150$ až $5\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- c. Velké $\dot{V}_d > 5\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

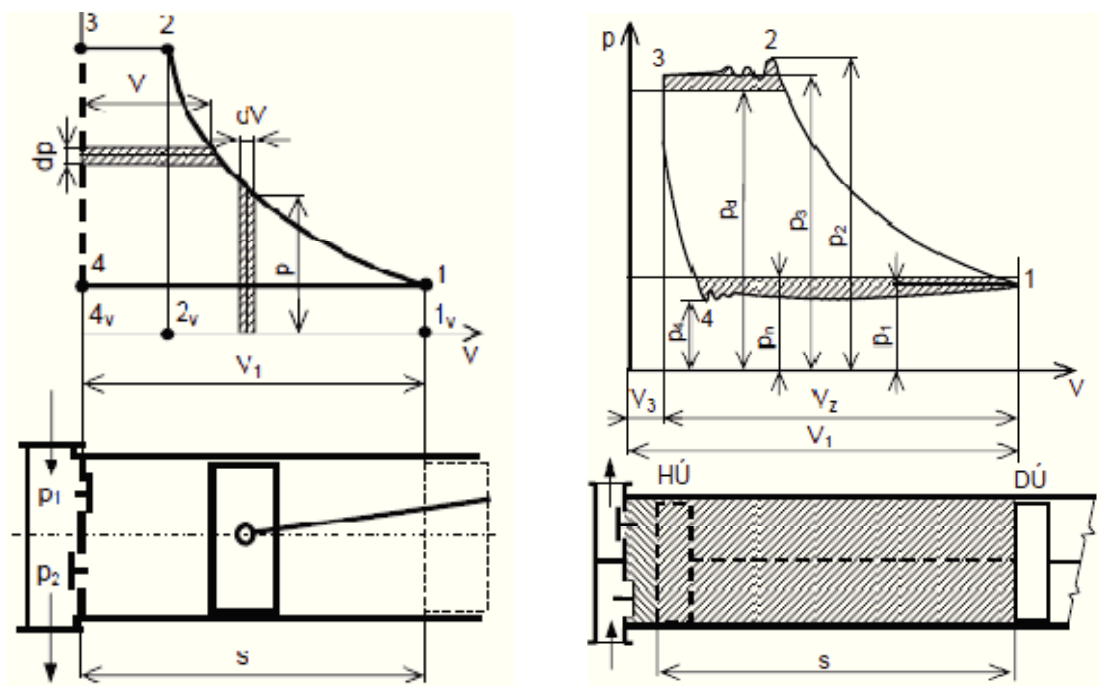
Dále pak lze kompresory dělit na stacionární a přenosné, vzduchem nebo vodou chlazené.

Speciální kompresory:

- a) Vývěvy – odsávání plynů z uzavřených prostor
- b) *Dotlačovací kompresory* – s malým tlakovým poměrem a zvýšeným tlakem
- c) *Oběhové kompresory* – pracující v uzavřeném technologickém okruhu
- d) *Chladicí kompresory* – slouží ke stlačení chladiva

Pístové kompresory

Pístové kompresory jsou kompresory s přímočarým vratným pohybem pístu. Pracovní povrch je vymezen povrchem válce, dnem pístu a hlavou a víkem. Využívá se jich především v chemickém průmyslu, jelikož lze s nimi dosáhnout vysokých tlaků (hyperkompresory dosahují $\sigma_c = 2\,500$ a výkonnosti až $20\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$).



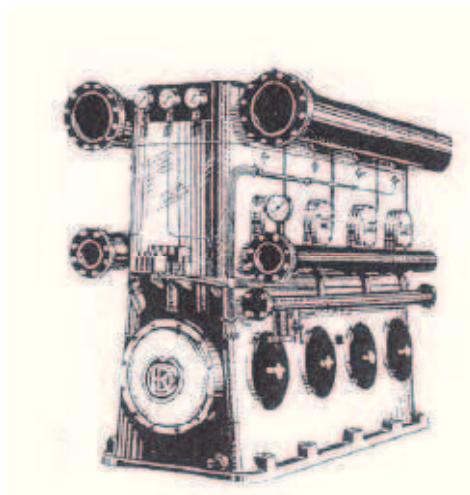
Obrázek 1.5 Indikátorový diagram pístového kompresoru (vlevo ideální, vpravo skutečný)

1 začátek komprese, 2 otevření výtláčného ventilu, 3 píst v horní úvratí, 4 otevření sacího ventilu; V_3 škodlivý prostor, V_z zdvihový objem

V mezeře mezi pístem a hlavou válce a ve ventilových komorách pod ventilovými deskami zůstává malá část plynu, tzv. *škodlivý prostor*. Poměr mezi objemem škodlivého prostoru a zdvihovým objemem se nazývá *poměrný škodlivý prostor*:

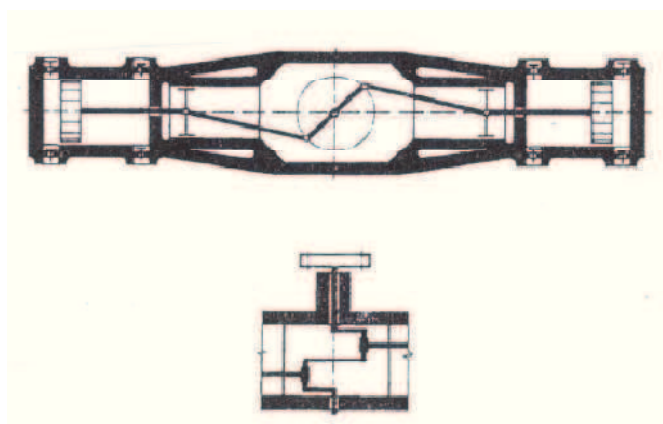
$$\epsilon_s = \frac{V_3}{V_z} \quad (1.2)$$

Z historického hlediska byly prvními pístovými kompresory *ležaté kompresory*, které se v současné době v provozu nevyužívají, pouze pro laboratorní účely. Aby bylo možno zlevnit výrobu stlačeného vzduchu, bylo potřeba zvýšit počet otáček kompresoru. Proto byly zkonstruovány *stojaté kompresory*, které se vypořádaly s vyvážením setrvačných sil a momentů víceválcovým uspořádáním. V dnešní době se vyrábějí pístové kompresory i bezmazné, u kterých je stlačený vzduch naprosto čistý, a nehrozí proto exploze.



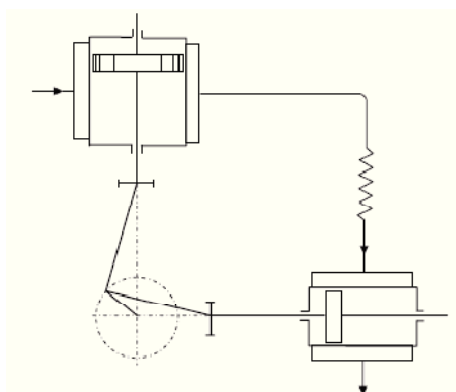
Obrázek 1.6 Stojatý kompresor 4 DSK 350

Kombinací obou dvou předchozích typů byly vyvinuty *boxerové kompresory*, které jsou schopny dosahovat vyšších otáček.



Obrázek 1.7 Schéma boxerového kompresoru

Ve stanicích a provozech, kde není příliš místa a je nutno šetřit s prostorem, je možno instalovat *úhlový kompresor*, který má díky zalomení klikového hřídele menší půdorys.



Obrázek 1.8 Schéma úhlového kompresoru

Z hlediska konstrukce a využití se pístové kompresory dělí do následujících skupin:

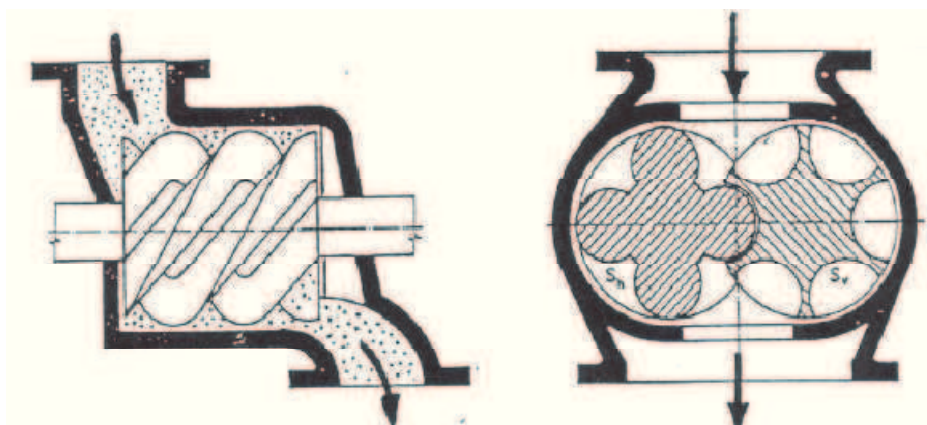
- A. nejmenší pístové kompresory v krátkodobém prostoru; výkonnost až $35 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
(huštění pneumatik, stříkání barev)
- B. malé a střední; výkonnost 35 až $550 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- C. malé a střední vícestupňové stojaté kompresory určené pro trvalý provoz;
výkonnost 100 až $3\,500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- D. plynové vysokotlaké kompresory pro zvláštní účely; výkonnost 200 až
 $40\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- E. pomaluběžné, vysokotlaké, ležaté kompresory; výkonnost 200 až $20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
(dnes se již nestaví)

| Skupina | Otáčky | Střední pístová rychlost | Poměr s / D | Součinitel využití pracovního prostoru λ | Účinnost $\eta_{it,sp}$ |
|---------|-------------------|--------------------------------|---------------|--|-------------------------|
| - | min^{-1} | $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ | - | - | - |
| A | 700 - 2000 | 2,0 - 4,0 | 0,50 - 1,00 | 0,50 - 0,80 | 0,25 - 0,40 |
| B | 960 - 1500 | 4,0 - 5,5 | 0,45 - 0,85 | 0,60 - 0,85 | 0,35 - 0,55 |
| C | 500 - 1500 | 3,5 - 4,0 | 0,40 - 0,90 | 0,60 - 0,80 | 0,40 - 0,70 |
| D | 200 - 700 | 2,5 - 4,0 | 0,40 - 1,00 | 0,70 - 0,85 | 0,55 - 0,70 |
| E | 120 - 180 | 2,5 - 4,0 | 0,60 - 1,00 | 0,75 - 0,85 | 0,55 - 0,65 |

Tabulka 1.1 Základní parametry pístových kompresorů

Šroubové kompresory

Jsou moderní objemové kompresory rotační, které postupem času vytlačují ostatní typy kompresorů. Jsou schopny stlačovat velkou škálu plynů, které nelze stlačovat v jiných typech kompresorů. Oproti pístovým jsou velice spolehlivé, vyvážené a mají delší životnost (2-3 krát). Jsou vhodné ke kompresi vlhkých a znečištěných plynů. Díky malým rozměrům a vysokým otáčkám jsou relativně levné a nejsou náročné na montáž a údržbu. Mezi nevýhody těchto kompresorů patří horší účinnost a vyšší investiční náklady.

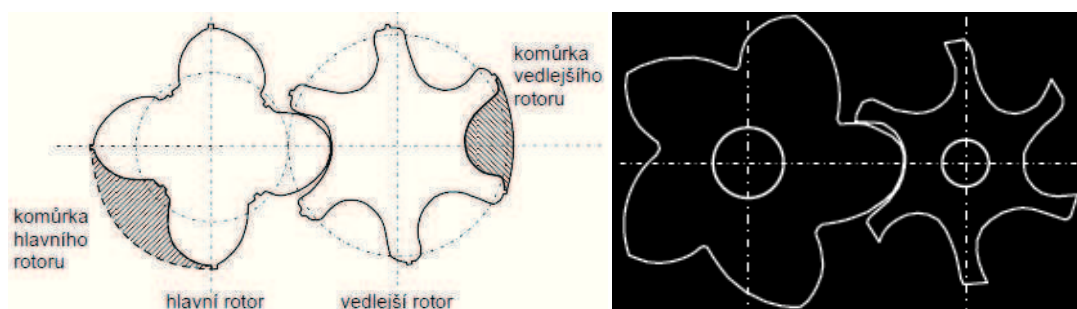


Obrázek 1.9 Schéma šroubového kompresoru

Stlačení plynu se dosahuje zmenšením objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby (v počtu 5-6) obou *rotorů*. Rotory jsou šroubová tělesa s velkým stoupáním.

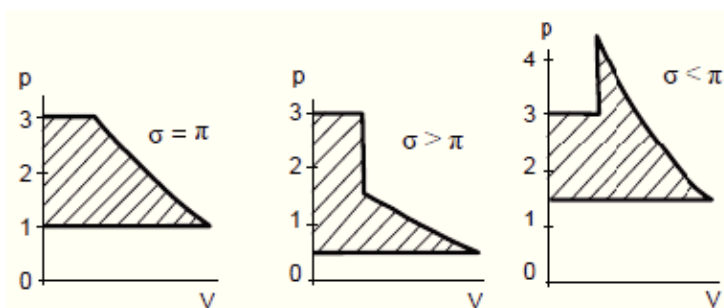
Lze je rozdělit dle následujících kritérií:

- 1) dle vyhotovení (bezmazné a mazané)
- 2) dle počtu stupňů (jednostupňové až třístupňové)
- 3) dle profilu zubů (cykloidní, cévový, nesymetrický, sigma)



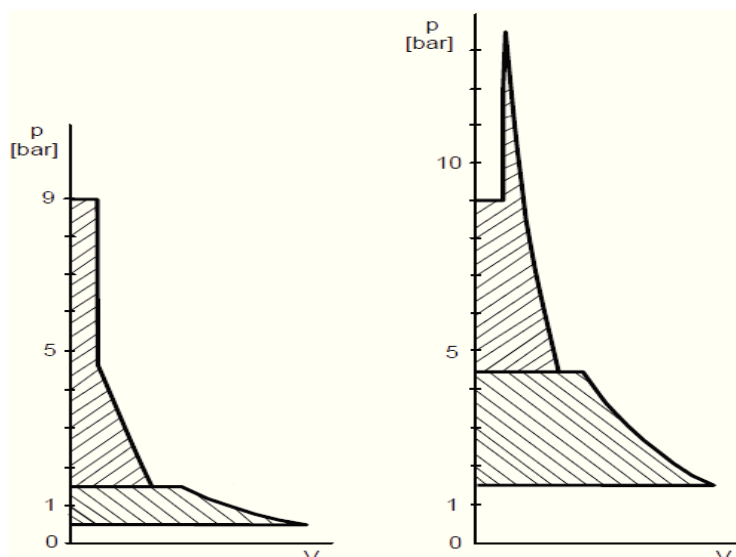
Obrázek 1.10 Zubový profil nesymetrický a profil sigma

Poměrná velikost škodlivého prostoru je u těchto kompresorů menší jak 1 %. Pracovní oběh šroubových kompresorů je neuzavřený. Pracují s tzv. *vestavěným tlakovým poměrem* π , což znamená, že vnitřní tlakový poměr je dán poměry stroje a u běžných strojů jej nelze měnit. Výkonnost není ovlivněna tlakem ani v sání, ani na výtlaku. Provoz při jiném tlakovém poměru je spojen s energetickou ztrátou (graf 1.1 a 1.2).



Graf 1.1 Vliv změny tlaku p_n na průběh komprese

U *šroubových kompresorů bezmazných* není mazán pouze pracovní prostor. Mezi rotory musí být malá vůle, které je dosaženo synchronizačním soukolím, které rotory spojuje. Používají se pro stlačování i v extrémních podmínkách, pro stlačování znečištěných a vlhkých plynů, a dále pak plynů, u kterých není žádoucí styk s oleje. Tlakový poměr bývá zpravidla 4 (pro jednostupňový) až 11 (dvoustupňový). Lze jimi dosáhnout výkonnosti až $40\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$.



Graf 1.2 Vliv změny tlaku p_n na průběh komprese u dvoustupňového kompresoru

Oproti tomu pohyb rotorů u *kompresorů mazaných* je řešen přímým odvalováním rotoru. Olej zároveň dovádí teplo ze stroje, a proto je možno dosáhnout vyšších tlakových poměrů (10 a více). Proto bývají zpravidla jednostupňové – jednodušší konstrukce. Nevýhodou je následná komplikovanost úpravy vzduchu z hlediska kvality. Používají se pro výkonnosti $50 - 3\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

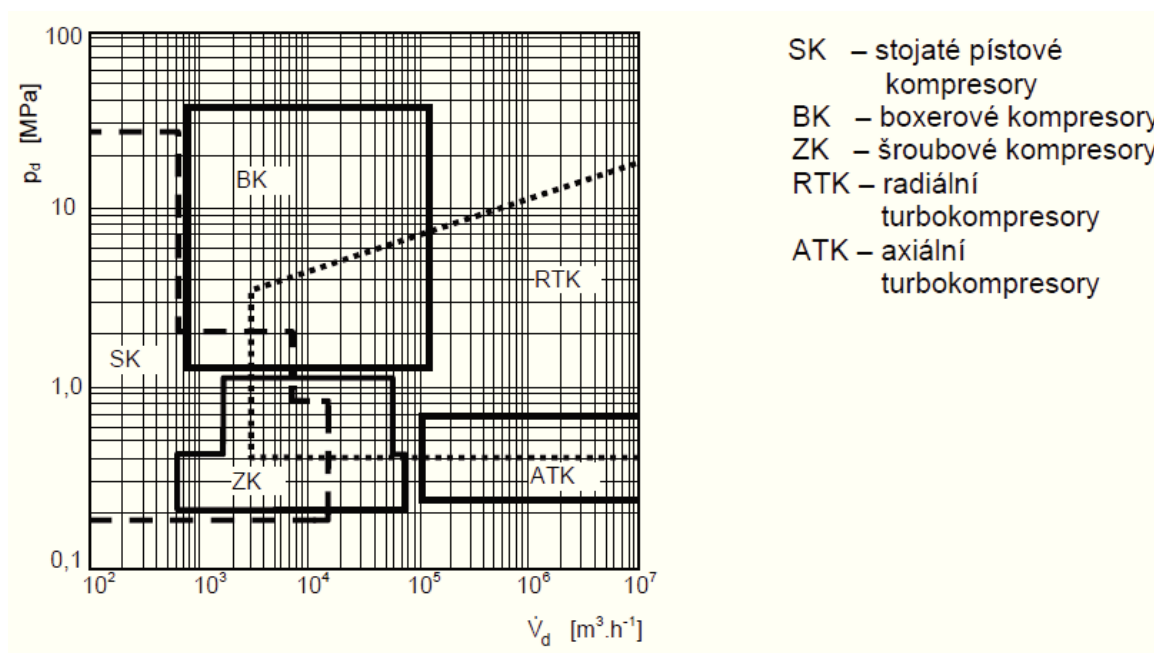
Hlediska pro volbu kompresorů

Pro správnou volbu je vždy nutné posoudit výhody a nevýhody jednotlivých druhů kompresorů a porovnat s požadavky provozu.

| Druh kompresoru | Výhody | Nevýhody |
|---------------------------|--|---|
| <i>Pístový kompresor</i> | dosažení vysokých tlaků (až 500 MPa); dobrá účinnost; přizpůsobitelnost změně tlaku v síti; regulace v širokých mezích | pravidelná kontrola ventilů; pulzace plynu v sání a ve výtlaku; nutný odpružený základ pro zachycení nevyvážených vratných sil; znečištění plynu olejem |
| <i>Šroubový kompresor</i> | vysoká spolehlivost; chod bez chvění; vysoká životnost; malý obestavěný prostor | horší účinnost; u bezmazných nižší tlakový poměr; hlučnost; náročná technologie výroby a montáže |
| <i>Turbokompresor</i> | klidný chod; malé základy; snadná obsluha a údržba; vysoká spolehlivost; bezmeznost | hlučnost; vysoká dolní hranice výkonnosti; plochá tlaková charakteristika; nebezpečí pumpování |

Tabulka 1.2 Výhody a nevýhody jednotlivých druhů kompresorů

Z diagramu pracovních oblastí pak lze volit druh kompresoru dle základních parametrů kompresorové stanice:



Graf 1.3 Pracovní oblast hlavních druhů kompresorů

Regulace kompresorů

Regulačními zásahy se přizpůsobuje výkonnost kompresorů odebíranému množství spotřebiči tak, aby nedocházelo k velkému kolísání tlaku ve výtlačném potrubí, což by způsobovalo energetické ztráty při odvodu z pojišťovacích ventilů. V případě jejich závady by mohlo dojít k poškození zařízení. Regulace může být *plynulá*, *stupňovitá*, nebo *dvoupolohová*.

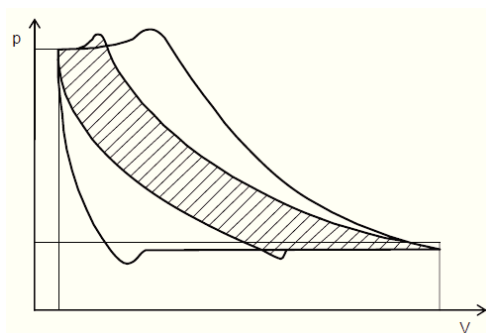
A. Regulace pístových kompresorů:

a) změnou otáček

- nejehospodárnější; dnes se změna otáček pohonu reguluje převážně frekvenčním měničem
- pro velké náklady na frekvenční měnič (při krátkodobém provozu) se u pístových kompresorů nepoužívá

b) změnou škodlivého prostoru

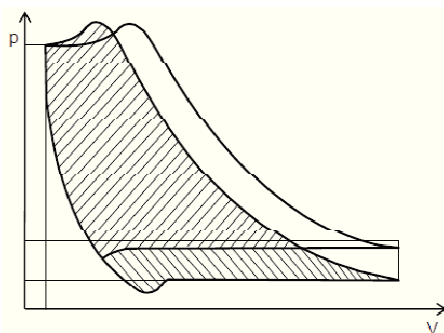
- zvětšováním škodlivého prostoru *reduktorem* dochází k prodlužování expanze
- energeticky výhodná – energie potřebná k natlačení plynu do škodlivého prostoru se z části vrací při expanzi na píst



Graf 1.4 Regule změnou škodlivého prostoru

c) škrcením v sání

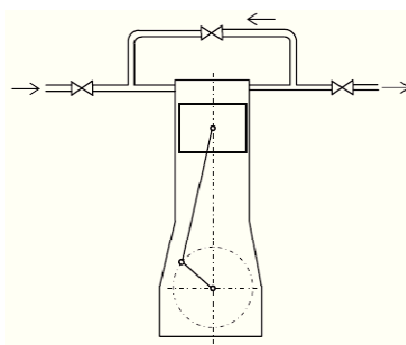
- velmi jednoduchá regulace, nevhodná
- používá se jen u malých kompresorů



Graf 1.5 Regule škrcením v sání

d) přepouštění

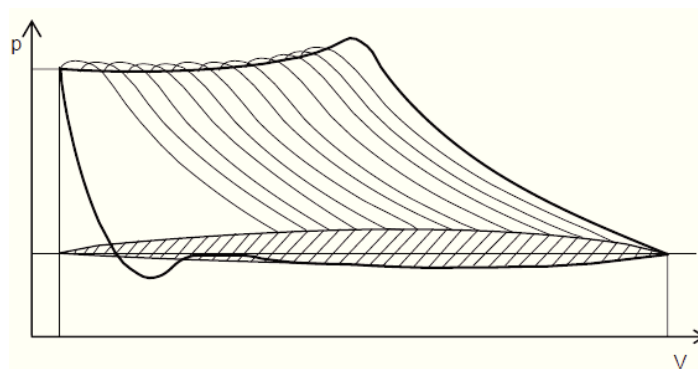
- přepouštěním obtokem z výtlaku do sání
- nevhodné; pouze u malých kompresorů v krátkodobém provozu



Obrázek 1.11 Schéma regulace přepouštěním

e) odtlačováním sacích ventilů

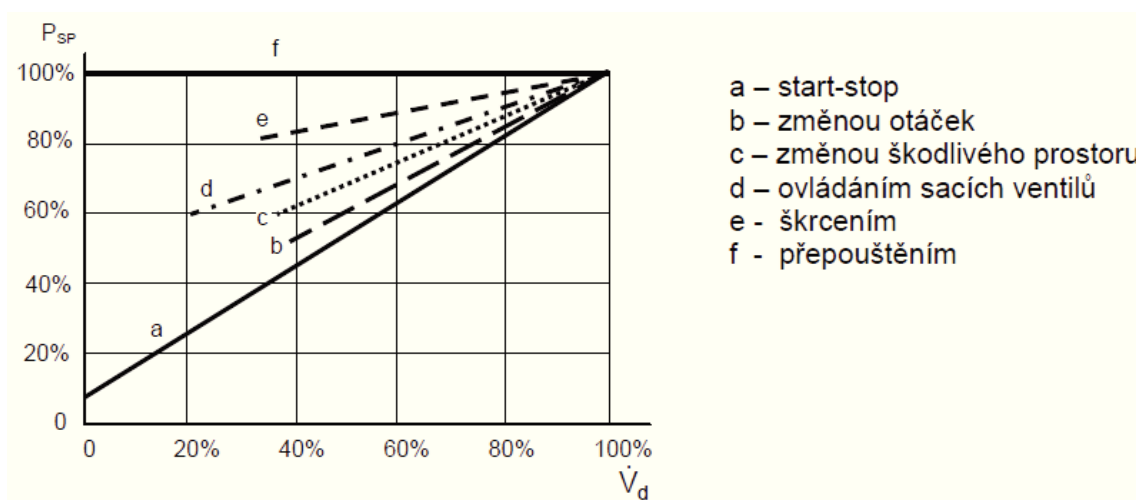
- odtlačováním sacích ventilů dochází na počátku komprese k proudění části plynu zpět do sání
- regulace je plynulá – doba odtlačení může být měnitelná



Graf 1.6 Regulační odtlačováním sacích ventilů

f) odtlačováním výtlačných ventilů

- odtlačení výtlačných ventilů na počátku sání dochází k nasátí již zkomprimovaného plynu

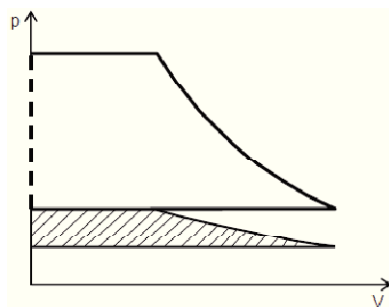


Graf 1.7 Srovnání spotřeby energie typů regulace PK

B. Regulace šroubových kompresorů

a) uzavřením sání (volnoběhem)

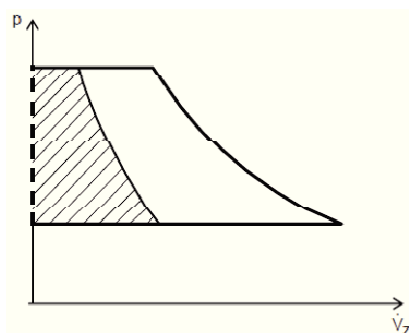
- jednoduchý systém s velkou energetickou náročností, u bezmazných kompresorů
- po reg. zásahu se uzavírá klapa v sacím potrubí, otevírá se odfukový ventil a zavírá ventil na výtlačku, výkonnost klesá na nulu
- výhodou je, že teploty v soustrojí při volnoběhu a při zatížení se téměř nemění



Graf 1.8 Regulace uzavřením sání

b) změnou otáček

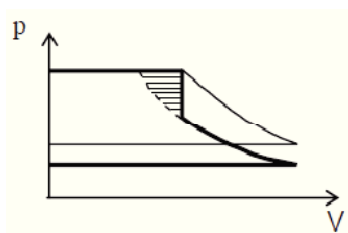
- nejekonomičtější způsob regulace
- frekvenční měnič reguluje otáčky motoru kompresoru, tlak v sání a na výtlaku zůstává stejný
- nevýhodou je nárůst teploty na konci komprese



Graf 1.9 Regulace změnou otáček

c) škrcením v sání

- u mazaných kompresorů malých rozměru, energeticky nevýhodná
- kompresi provází ráz



Graf 1.10 Regulace škrcením v sání

d) start – stop

- vypínáním pohonu, společně s regulací uzavřením sání nejčastější
- vhodná pro tlakové sítě se vzdušníkem, kde dochází k ojedinělému špičkovému zatížení; počet zásahů by neměl překročit 10 za hodinu

e) přepouštěním

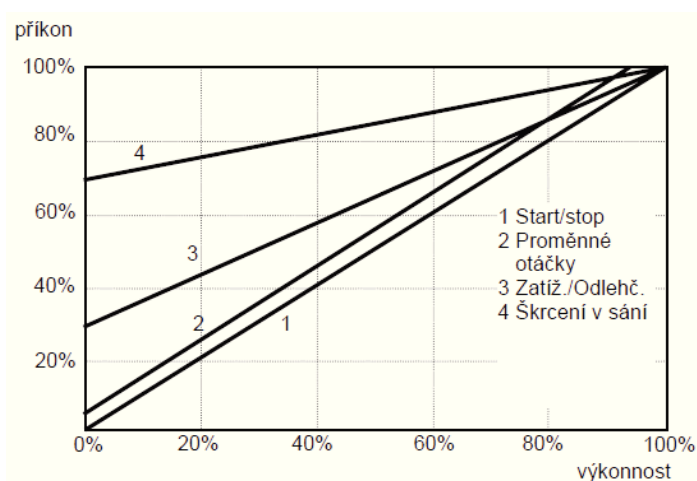
- u šroubových kompresorů nemá význam, je neekonomický
- z výtlaku se vrací plyn přes škrtkový ventil zpět do sání, příkon motoru je neměnný

f) zkrácením činné délky rotoru

- u mazaných kompresorů; regulačním orgánem je šoupátko umístěné na sací straně o profilu podélného průřezu obou rotorů
- dochází k rázové kompresi

g) změnou vestavěného kompresního poměru

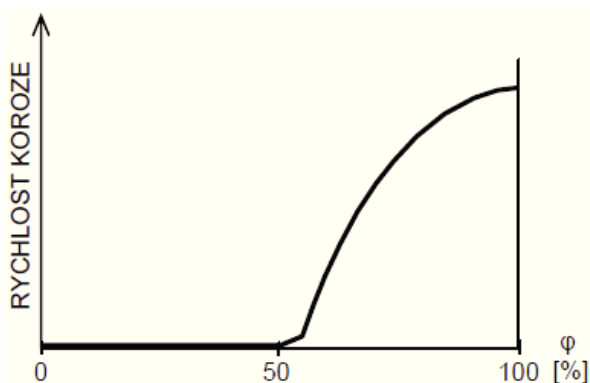
- využívá se u chladicích kompresorů pro regulaci chladicího výkonu
- regulace se provádí pomocí šoupátka na výtlakové straně



Graf 1.11 Srovnání spotřeby energie u nejčastějších typů regulace ŠK

1.1.2 Úprava stlačeného vzduchu [3,4,5,10]

Znečišťujícími látkami ve stlačeném vzduchu (plynu) jsou voda, olej a pevné prachové částice. Pro vyšší životnost spotřebičů a rozvodné sítě je potřeba tyto látky odloučit. V běžném provozu je hlavním parametrem kvality obsah vlhkosti.



Graf 1.12 Vliv relativní vlhkosti na korozi

Třídy kvality stlačeného vzduchu stanovuje norma ISO 85731 (tab. 1.4). Údaje se vztahují k tlaku 1 bar, teplotě 20 °C a relativní vlhkosti 60 %.

| Třída kvality | Pevné částice | | Vlhkost | Olej+pára |
|---------------|----------------------------|--------------------------------------|---------------------------|--------------------------------------|
| | maximální velikost [μm] | koncentrace [mg.m ⁻³] | tlakový rosný bod [°C] | koncentrace [mg.m ⁻³] |
| 1 | 0,1 | 0,1 | -70 | 0,01 |
| 2 | 1 | 1 | -40 | 0,1 |
| 3 | 5 | 5 | -20 | 1 |
| 4 | 15 | 8 | 3 | 5 |
| 5 | 40 | 10 | 7 | 25 |
| 6 | - | - | 10 | - |
| 7 | - | - | - | - |

Tabulka 1.3 Třídy kvality stlačeného vzduchu

| Použití | Třída kvality | | |
|---|---------------|------|------|
| | pevné částice | voda | olej |
| vzduch pro míchání | 3 | 7 | 3 |
| vzduch pro ložiska | 2 | 3 | 3 |
| těžké pneumatické motory | 5 | 6-2 | 5 |
| malé pneumatické motory | 3 | 4-2 | 3 |
| čištění součástí | 5 | 6 | 4 |
| stavebnictví | 5 | 7 | 5 |
| pneumatická doprava práškových materiálů | 3 | 4 | 2 |
| licí stroje | 5 | 6 | 5 |
| ruční průmyslové stroje | 4 | 7-6 | 5-4 |
| obráběcí stroje | 4 | 4 | 5 |
| hornictví | 4 | 7 | 5 |
| přístroje pro řízení pochodů chemicko-technologických | 2 | 3-2 | 3 |
| vrtací kladiva | 5 | 7-4 | 5 |
| svářečí pistole | 5 | 6 | 5 |
| dřlenský vzduch obecně | 5 | 6 | 5 |

Tabulka 1.4 Doporučené třídy kvality vzduchu

Přístroje odstraňující tyto znečišťující látky se souhrnně nazývají *separátory*. Typy separátorů, jejich fyzikální princip a využití jsou uvedeny v následující tabulce:

| Přístroj, zařízení | Použití | Princip |
|---|--|---|
| Gravitační odlučovač | sací kobka, odlučovač hrubých nečistot | gravitace |
| Cyklon | sací filtr, odlučovač oleje a kondenzátu; hrubší filtr předřazený jiným | odstředivá síla |
| Gravitační odlučovač s uplatněním odstředivé síly | sací filtr, odlučovač oleje a kondenzátu; hrubší filtr předřazený jiným | gravitace, odstředivá síla |
| Žaluziový odlučovač | odlučovač oleje a kondenzátu | inerce |
| Přepážkový odlučovač | odlučovač oleje a kondenzátu | inerce, impakce |
| Viskózní filtr | sací filtr malých kompresorů | inerce, impakce |
| Demister | sací filtr, filtr pro stlačený vzduch, předřazený filtr vláknitému | inerce, impakce, intercepce |
| Papírový filtr | sací filtr, olejový, palivový | difuze |
| Vláknitý filtr | sací filtr, předřazený stupeň pro filtr s aktivním uhlím | impakce, difuze, intercepce |
| Mikroporézní filtr | filtr pro stlačený vzduch | síťový efekt |
| Elektrostatický filtr | sací filtr pro velké kompresorové stanice | elektrostatické síly |
| Mokrý sací filtr | sací filtr velkých kompresorů | skrápění vodou |
| Sušička vzduchu | vysoušení stlačeného vzduchu | adsorpce, absorpce, difuze vodní páry hmotou |

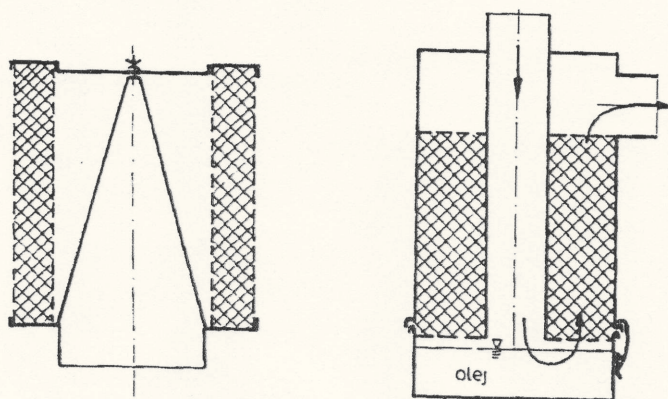
Tabulka 1.5 Typy separátorů

Odloučení prachu

Velké pevné částice jsou zachycovány v sacím filtru. Prach o velikosti do 5 až 10 μm prochází až do pracovního prostoru kompresoru, kde je část smísí s olejem a s ním odvedena ven ze stroje. Prachové částice snižují životnost kompresorů o 20 % (u mazaných kompresorů) až 50 % (u bezmazných kompresorů).

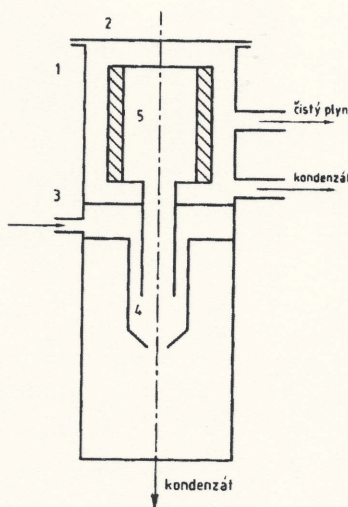
Dle velikosti stanice lze použít filtry s vyměnitelnými vložkami, nebo filtry pásové (automatizované). Vložky a pásy mohou být suché, nebo viskózní (smáčené v oleji). U viskózních se prach zachycuje na kovové vložce namočené ve viskózním oleji.

Nejdokonalejší verzí viskózních je promývací filtr, kde se nečistoty zachytí jak a hladině oleje, tak pomocí filtrační vložky.



Obrázek 1.12 Viskózní filtr - jednoduchý a promývací (zleva)

Zbylé částice bývají odloučeny v odlučovači oleje (kondenzátu). U provozů, kde jsou požadavky na vysokou kvalitu vzduchu, může být instalován filtr stlačeného vzduchu. Ty bývají dnes zpravidla vláknité. Životnost těchto filtrů bývá 6 000 – 10 000 hodin. Těmto filtrům se předřazují hrubší odlučovače (cyklony, mikroporézní filtry).



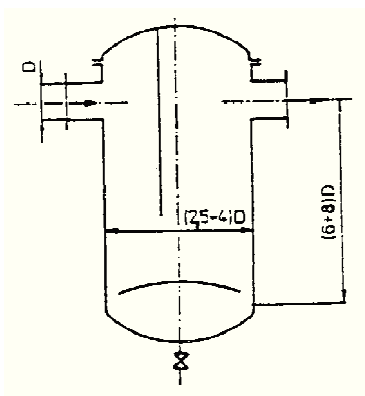
Obrázek 1.13 Vláknitý filtr stlačeného vzduchu - 1 plášť, 2 víko, 3 vstupní hrdlo, 4 cyklon, 5 jemný filtr

Odloučení oleje (kondenzátu)

Odlučovače mají za úkol zachytit vlhkost a olej unášený z kompresoru, aby nedocházelo ke korozi potrubí, zmenšování průřezu potrubí nebo roztržení v době mrazů.

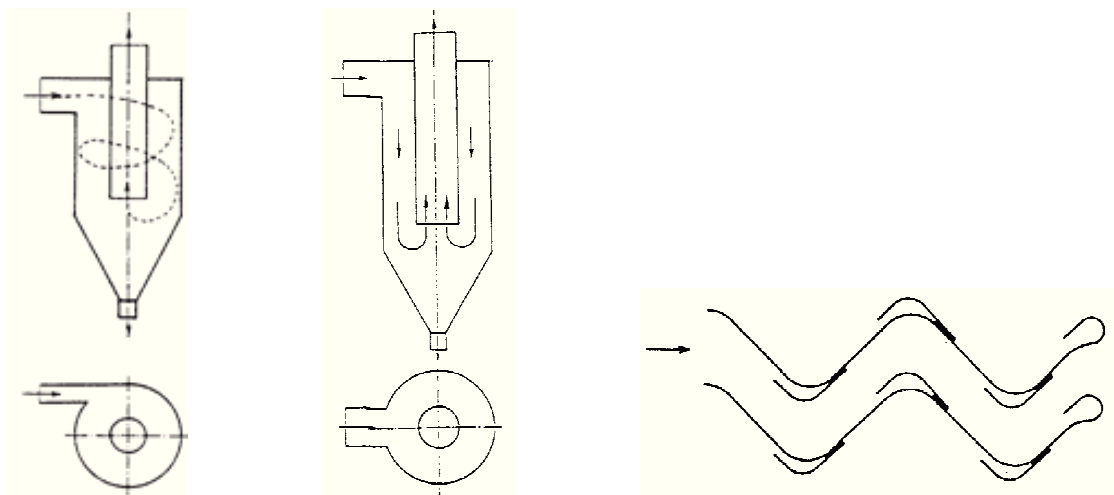
Nejčastěji používaným typem v rozvodném potrubí jsou jednoduché přepážkové odlučovače. Pro určení velikost lze užít následující vztah:

$$V = 0,1 * \sqrt{\dot{V}_d} \quad \text{kde } \dot{V}_d \text{ je v } \text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (1.3)$$



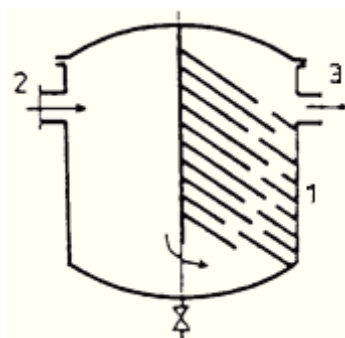
Obrázek 1.14 Přepážkový gravitační odlučovač

Dále bývají používány odlučovače odstředivé, cyklony, gravitační s uplatněním odstředivé síly a odlučovače žaluziové.



Obrázek 1.15 Separátory vlhkosti - cyklon, gravitační s uplatněním setrvačnosti a žaluziový (zleva)

U malých jednotek se používá jednoduchý odlučovač. V levé části se nárazem do přepážky separuje hrubá frakce, v pravé pak změnou směru proudu vzduchu dochází k vysrážení vlhkosti na přepážkách, odkud gravitací skapávají.



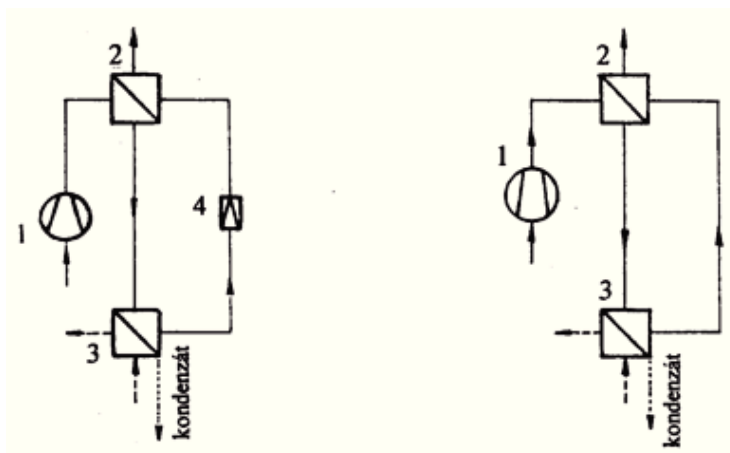
Obrázek 1.16 Separátor kombinující přepážku s lamelami - 1 lamely, 2 vstup, 3 výstup

Odloučení vlhkosti

Po odstranění oleje proudí stlačený vzduch do sušícího zařízení, kde je zbaven zbylé vlhkosti. Vysoušení je možno provádět dvěma způsoby – *kondenzací* vodní páry, nebo odvádění pomocí *sorpce*.

Typy vysoušení:

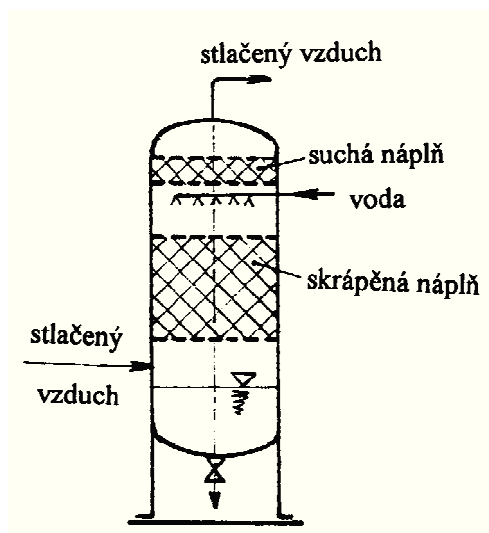
- a) *Kompresní sušení* – vzduch se komprimuje na vyšší tlak, než je provozní a následně se pak ochladí ve výměníku tepla, čímž dojde ke kondenzaci vlhkosti. Následně je pak vzduch seškracen na požadovaný tlak. Energeticky velmi náročná.
- b) *Chlazením studenou vodou* – stlačený vzduch proudí přes výměník tepla do vodního chladiče, kde dojde ke zchlazení, kondenzaci a filtraci vzduchu. Ten pak následuje zpět přes výše zmiňovaný výměník, kde se dokončí úprava vzduchu. Tento způsob je velmi hospodárný.



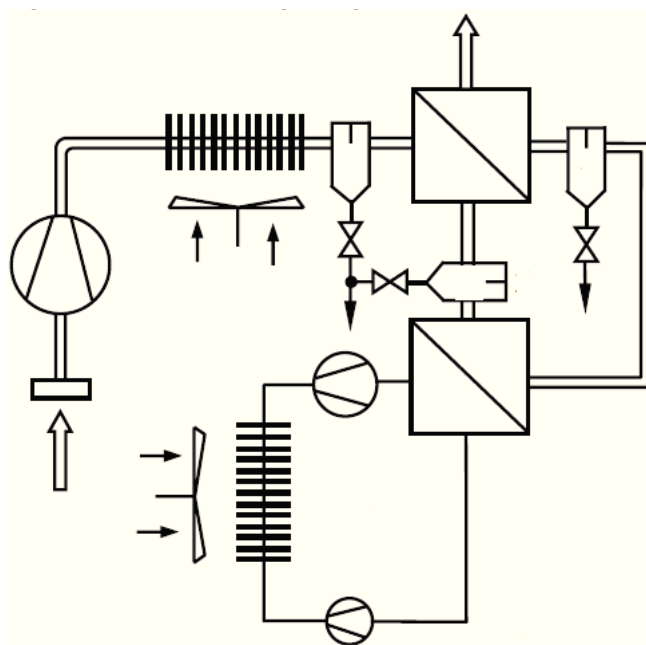
Obrázek 1.17 Sušení kompresí (vlevo) a chlazením studenou vodou (vpravo)

1 kompresor, 2 výměník, 3 chladič, 4 škrťací ventil

- c) *Vstřikováním vody do vzduchu* – používá se směšovací chladič; vzduch prochází vrstvou Rashigových kroužků a při styku vodou se intenzivně ochladí (obr. 1.18).
- d) *Strojním chlazením* – vzduch stupuje do výměníku, kde je ochlazován zpětným vzduchem, dále jde přes odlučovač na výparník strojního chlazení, kde teplota klesá na teplotu pro žádaný rosný bod (+2 °C), následně pak do odkalovače a přes výměník, kde dojde k zpětnému ohřátí, do sítě (obr. 1.19).

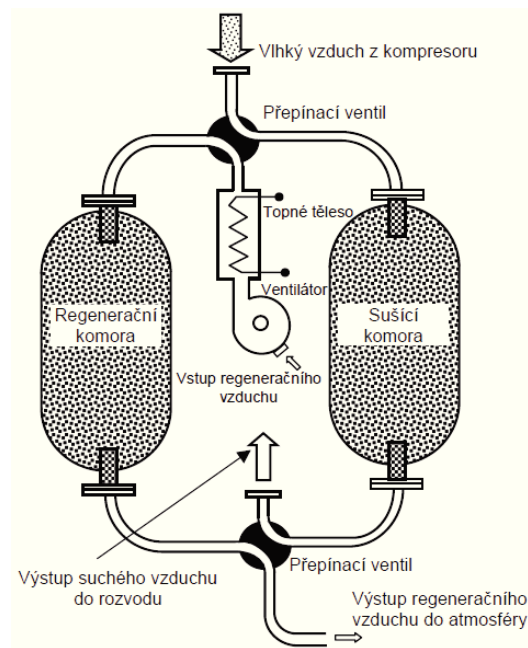


Obrázek 1.18 Vysoušení vstříkáním vody do vzduchu

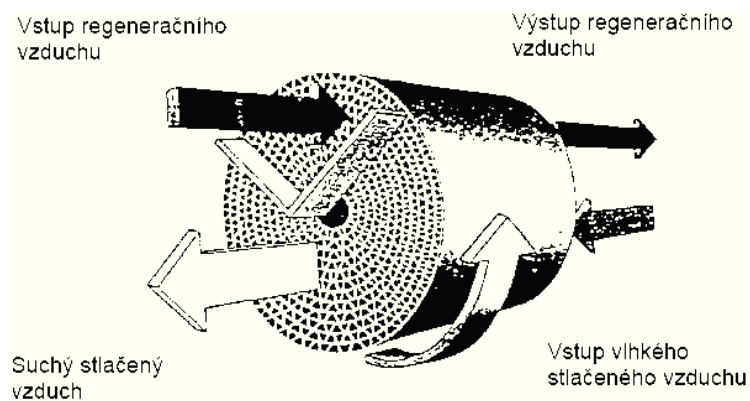


Obrázek 1.19 Vysoušení strojním chlazením

e) *adsorpční sušení* – aktivní látkou je silikagel, alumogel a pro požadavky nejnižší vlhkosti tzv. molekulové síto. Jelikož tyto látky mají velký vnitřní povrch ($700 - 800 \text{ m}^2/\text{g}$), jsou schopny na sebe vázat vlhkost. Opačným způsobem lze pak vlhkost desorpcí opět vypudit. Využívá se přitom horkého vzduchu. Touto metodou lze dosáhnout tlakového rosného bodu až -90°C . Pro kontinuální provoz je potřeba dvou nádob s aktivní látkou. Aby se eliminovala ztráta reaktivačního vzduchu, je možné volit bubnovou kontinuální sušičku, u které je otáčivý buben rozdělen na dvě části, kdy menší (25 %) se užívá pro regeneraci.

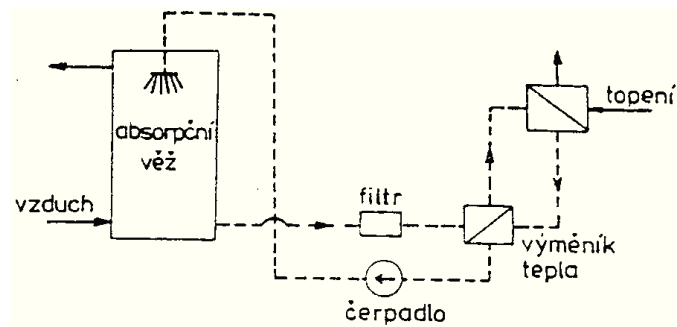


Obrázek 1.20 Adsorpční sušička dvouvěžová



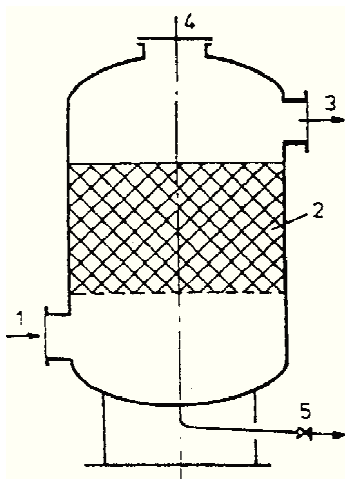
Obrázek 1.21 Buben kontinuální bubnové sušičky

- h) *absorpce vlhkosti kapalinou* – chemický proces. Absorpční kapalinou bývá dietylglykol nebo trietylglykol. Metoda se často nepoužívá, je výhodná pro provozы požadující velké množství plynu a vysoké tlaky (až 15 MPa).



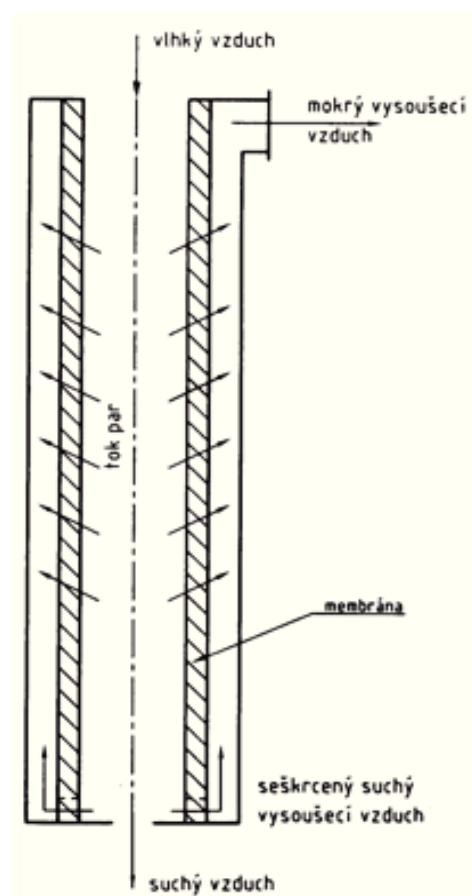
Obrázek 1.22 Sušení absorpcí vlhkosti kapalinou

- i) *Rozpustnou absorpční látkou* – látka se dodává ve formě tablet, které na sebe vážou vlhkost, a poté zkapalní. Vysoušecí schopnost je nízká z důvodu dodržení rosného bodu nad bodem mrazu. Výhodou je snadná instalace a provoz. Nevýhodou jsou náklady na výměnu náplně, která probíhá 2 – 4 krát ročně.



Obrázek 1.23 Vysoušení rozpustnou absorpční látkou - 1 vstup, 2 desikant, 3 výstup, 4 plnicí hrdlo, 5 odvod desikantu

- j) *Difuzní sušení* – přefiltrovaný vzduch proudí vnitřkem dutých vláken, která slouží jako membrány. Stěnami difunduje pára ze stlačeného vzduchu do suchého výplachového vzduchu. Ten vznikne vyexpandováním 10 – 20 % vysušeného vzduchu na výstupu ze sušičky. Využívá se pro malé stanice (do 120 m³/h) a mobilní stanice.



1.24 Difuzní sušení

1.2 Vzdušník [1,4,5]

Vzdušník je tlaková nádoba, která je jednou z nejdůležitějších částí kompresorových stanic. Výroba a kontrola tohoto zařízení podléhá normám ČSN 69 0010 až ČSN 69 0012. Lze jej přiřadit jak k samotné kompresorové stanici, tak k rozvodné síti – je mezi nimi spojovacím článkem.

Hlavní úkoly vzdušníku:

- Zabránění přenosu pulzací plynu
- Vyrovnávání kolísání tlaku v rozvodné síti
- Krátkodobé pokrytí dodávky vzduchu při vyšší výkonnosti, než je výkonnost stanice
- Zabránění krátkým periodám chodu kompresoru
- Vylučování kondenzátu – vlivem ochlazování stlačeného vzduchu

Každý vzdušník musí být vybaven pojistným ventilem, manometrem, odkalovacím ventilem a štítkem s předepsanými údaji. Manometr by měl mít kondenzační smyčku. Některé nové vzdušníky se dokonce vybavují automatickým odkalováním a vytápěním.

Z hlediska bezpečnosti a hospodárnosti musí být vzdušník pravidelně kontrolován, a případně vady odstraněny. Proto musí být prováděny následující zkoušky a revize:

- Výchozí revize (před uvedením do provozu nových, po rekonstrukci, po přemístění; jedná se o kontrolu funkčnosti)
- Provozní revize (kontrola celkového stavu prováděna minimálně jednou za rok; tlakoměr nutno kontrolovat jednou za 2 roky)
- Zkouška těsnosti (po každé revizi, opravě; provádí se pracovním přetlakem)
- Tlaková zkouška (prokazuje těsnost a pevnost tlakové nádoby při zkušebním přetlaku; provádí se jednou za 9 let, po každé opravě nebo rekonstrukci, po odstavení z provozu na dobu delší než 2 roky; kde nelze použít k měření vodu, lze provést zkoušku měřením tloušťky stěny)

Volba vzdušníku závisí na spotřebě provozu, typu instalovaných kompresorů a způsobu regulace kompresorů.

U pístových kompresorů s jinou regulací než start-stop a výtlačným přetlakem do 900 kPa (rozvodná síť je ustálená, spínací difference cca 40 kPa, počet regulačních zásahů

10 – 15 za hodinu) se volí objem vzdušníku dle následujících vztahů (\dot{V}_{ST} dle největšího ze současně pracujících kompresorů, případně z výkonnosti celé stanice):

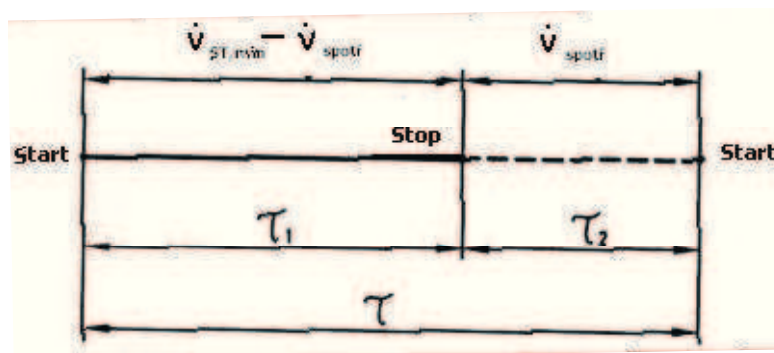
$$V_{vzduš} = 6 * \dot{V}_{ST,sec} \quad (1.4)$$

Dle báňského předpisu:

$$V_{vzduš} = 1,6 * \sqrt{\dot{V}_{ST,min}} \quad (1.5)$$

Vztah 1. dává hodnoty o polovinu menší než vztah 1.. Z úsporných důvodů se volí vzdušník menších rozměrů. Z provozních důvodů je méně vhodné zvolit vzdušník příliš malý než nadměrně velký.

Vzdušník při regulaci start-stop musí mít větší objem. Jeho velikost se určuje ze spotřeby, která se kryje s periodou stání stroje. Spínací difference se volí cca 0,2 až 0,4 bar.



Obrázek 1.25 Průběh regulace start-stop: τ_1 [min] – doba chodu kompresoru, τ_2 [min] – doba stání kompresoru, τ [min] – doba mezi starty stroje, $V_{ST,min}$ – výkonnost kompresoru, $V_{spotř}$ – spotřeba vzduchu

S hmotnostního hlediska při chodu či stání kompresoru musí platit:

$$\Delta m = \frac{\Delta p * V_{vzduš}}{R * T_d} \quad (1.6)$$

kde Δm je kolísání hmotnosti a Δp kolísání tlaku plynu ve vzdušníku.

Při plnění:

$$\Delta m = (\dot{V}_{ST,min} - \dot{V}_{spotř}) * \rho_n * \tau_1 = (\dot{V}_{ST,min} - \dot{V}_{spotř}) * \frac{p_n}{R * T_n} * \tau_1 \quad (1.7)$$

Při vyprazdňování:

$$\Delta m = \dot{V}_{spotř} * \rho_s * \tau_2 = \dot{V}_{spotř} * \frac{p_n}{R * T_n} * \tau_2 \quad (1.8)$$

$$(\dot{V}_{ST,min} - \dot{V}_{spotř}) * \frac{p_n}{R * T_n} * \tau_1 = \dot{V}_{spotř} * \frac{p_n}{R * T_n} * \tau_2 \quad (1.9)$$

Obeecný vztah pro objem vzdušníku při regulaci start-stop z rovnic 1.8 a 1.9:

$$V_{vzduš} = \tau * (1 - \varphi) * \varphi * \dot{V}_{ST,min} * \frac{p_n * T_d}{\Delta p * T_n} \quad (1.10)$$

$$\text{kde} \quad \varphi = \frac{\dot{V}_{spotř}}{\dot{V}_{ST,min}} \quad (1.11)$$

Při zvažování počtů startů z [min⁻¹] pak:

$$V_{vzduš} = \frac{60}{z} * (1 - \varphi) * \varphi * \dot{V}_{ST,min} * \frac{p_n * T_d}{\Delta p * T_n} \quad (1.12)$$

Pro projektování je důležité znát maximální velikost vzdušníku, tedy při jakém φ bude vzdušník největší. To zjistíme tak, že vztah 1.10 derivujeme podle φ položíme rovno 0:

$$\frac{dV_{vzduš}}{d\varphi} = \tau * \dot{V}_{ST,min} - \dot{V}_{ST,min} * \varphi * \tau = 0 \Rightarrow \varphi = 0,5 \quad (1.13)$$

Po dosazení a při předpokladu že $T_d = T_n$ pak platí:

$$V_{vzduš} = \frac{15 * \dot{V}_{ST,min} * p_n}{z * \Delta p} \quad (1.14)$$

Pro hrubší odhad lze užít empirický vztah:

$$V_{vzduš} = 0,9 * \dot{V}_{ST,min} \quad (1.15)$$

U šroubových kompresorů je slouží vzdušník k udržování regulačních zásahů na přípustné výši, tj. 25/hod. Dosazením do 1.12 pak platí:

$$V_{vzduš} = \frac{60 * \dot{V}_{ST,min} * (\varphi - \varphi^2) * p_n}{25 * \Delta p} \quad (1.16)$$

Velikost vzdušníku pro objemové kompresory lze také určit dle přílohy:

U turbokompresorů je dodávka vzduchu plynulá, není tedy nutná instalace vzdušníku. Užívá se jich pouze jako rozdělovačů vzduchu. Objem se pak volí dle následující tabulky:

| Výkonnost stanice [m _N ³ /h] | Objem vzdušníku [m ³] |
|--|-----------------------------------|
| 25 | 200 000 |
| 20 | 150 000 |
| 15 | 100 000 |
| 10 | 50 000 |
| 5 | 10 000 |

Tabulka 1.6 Třídy kvality stlačeného vzduchu

1.3 Rozvodná síť – zásady projektování [1,4,5]

Rozvodná síť zajišťuje přívod stlačeného vzduchu do místa spotřeby. Pro správný návrh je potřeba znát:

- bilanci stlačeného vzduchu na všech spotřebičích – z ní plyne výkonnost kompresorové stanice (nutno brát ohled na rezervu stanice a na případné rozšíření provozu)
- provozní tlak na spotřebičích (z něj pak součtem s tlakovými ztrátami výtlačný tlak v kompresorové stanici)
- požadovanou kvalitu vzduchu

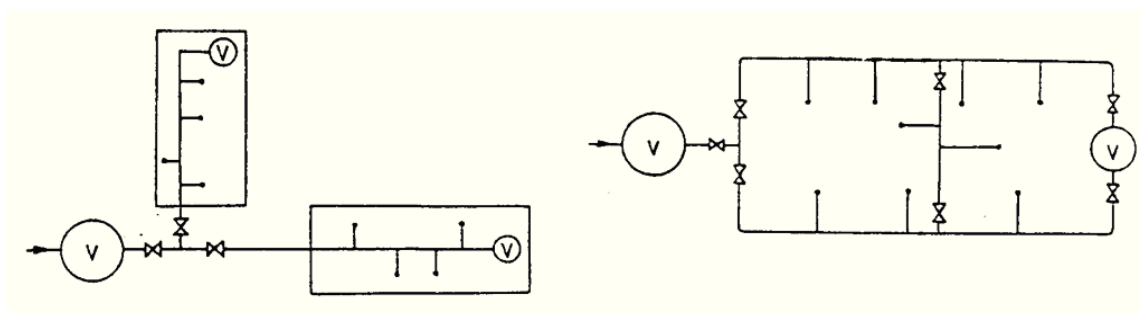
Rozvodná síť se skládá z:

- a) potrubí v kompresorové stanici – končí 1 m za stěnou budovy případně za vzdušníky
- b) přípojně potrubí – venkovní rozvody, končí 1 m před budovou provozu
- c) provozní potrubí – rozvody v budovách
- d) rozvody ke spotřebičům

Požadavky na rozvodnou síť:

- malá tlaková ztráta mezi kompresorem a spotřebičem
- malé ztráty netěsností
- odvádění kondenzátu v celém systému
- dostatečná pevnost všech částí

Rozvody mohou být uspořádány jako *větvené* nebo *okružní*.



Obrázek 1.26 Větvené a okružní uspořádání sítě (zleva) - V vzdušník

1.3.1 Zásady projektování

Kde to je možné, by měl být rozvod proveden okružně z důvodu lepšího vyrovnávání tlaku v síti. Síť by měla být rozdělena na několik sekcí (z důvodu poruchy). V případě že je v provozu málo spotřebičů, volí se provedení větvemi. Na konci každé větve by měl být vzdušník. Vzdušník by měl být blízko i velkých spotřebičů, aby pokryl jejich špičkový provoz.

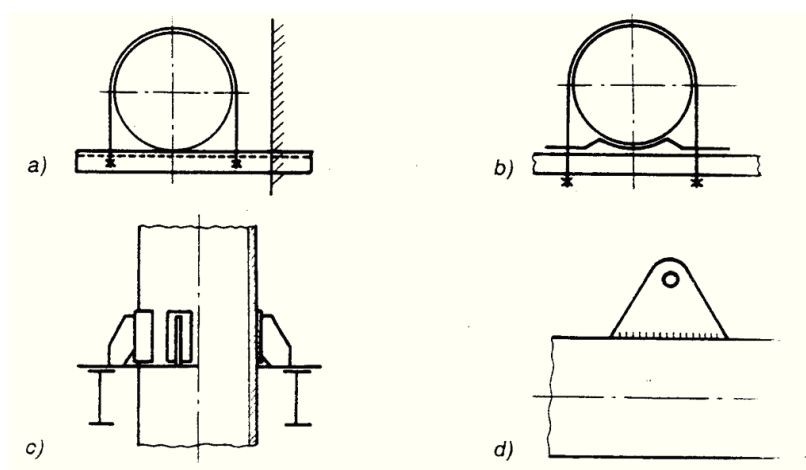
Potrubí by mělo být zavěšeno (uloženo) se sklonem cca 4 ‰ ve směru proudu vzduchu (u venkovního potrubí ve výšce 2 až 4 m, aby nedocházelo v zimě k zamrznutí). V opačném případě musí být sklon potrubí min. 5 ‰. V nejnižším bodě by pak měl být nainstalován odlučovač kondenzátu (ve vzdálenosti 100 až 500 m).

Odbočky ke spotřebičům by měly být co nejbližší spotřebičům (kratší hadice – menší tlakové ztráty).

Při návrhu je třeba brát ohled také na tepelnou dilataci potrubí v teplotním rozmezí -30 až +60 °C. Dilataci se zamezí prostorovými útvary potrubí, které způsobují změnu směru vedení trasy, nebo pomocí speciálních kompenzátorů, které jsou vloženy do potrubí. Prodloužení potrubí se spočte ze vztahu:

$$(1.17)$$

Potrubí by mělo být správným způsobem uloženo, jelikož na něj působí řada sil (vlastní tíhová, vyvolané dilatací, dynamickými účinky proudící látky). Potrubí je převážně zavěšováno na sloupech, zdech, jeřábových drahách atd. posuvně, nebo povně.



Obrázek 1.27 Typy zavěšení: a - vodící třmen, b - kotevní třmen, c - závěs svislého potrubí, d přivařená závěsná deska pro vodorovné potrubí

| Světlost potrubí [mm] | Vzdálenost opor [m] | Světlost potrubí [mm] | Vzdálenost opor [m] |
|--------------------------|------------------------|--------------------------|------------------------|
| 15 | 2 | 125 | 6,5 |
| 25 | 2,5 | 150 | 7,5 |
| 32 | 3 | 200 | 9,5 |
| 40 | 3,5 | 250 | 11 |
| 50 | 4 | 300 | 12 |
| 65 | 4,5 | 350 | 13 |
| 80 | 5 | 400 | 14 |
| 100 | 5,5 | 500 | 15 |

Tabulka 1.7 Vzdálenosti opor vodorovného ocelového potrubí

1.3.2 Části potrubních rozvodů

Trubky

Nejčastěji se používají ocelové trubky normální jakosti s dobrou svařitelností. Ty mohou být *závitové* (do světlosti 40 mm), pro větší průměry *bezešvé hladké* nebo *svařované*.

Závitové trubky se spojují závitovými spojkami, nebo svařováním. Bezešvé se většinou svařují. Do světlosti DN 50 se používají závitové armatury, nad přírubové.

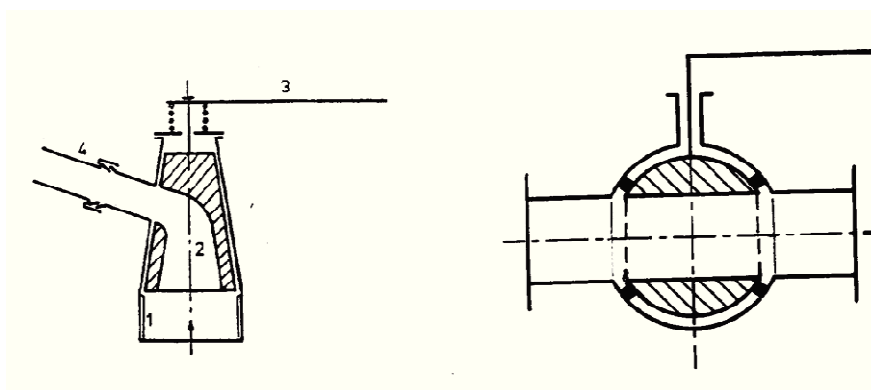
| Typ trubky | Výhody | Nevýhody |
|-----------------|--|---|
| Ocelové bezešvé | nízká cena, velký sortiment, absolutně těsné spojení | montáž pouze svařováním, nutno použít příruby, koroze |
| Závitové trubky | rychlá montáž, rozebíratelnost | netěsnosti, pouze pro malé světlosti |
| Pozinkované | žádná koroze | nutnost závitových spojů, cena |
| Nerezové | nekorodují, malá ztráta tlaku vlivem malé drsnosti | svařování v ochranné atmosféře, vysoká cena |
| Měděné | nekorodují, malá drsnost, vhodné pro uložení v zemi | malé světlosti, citlivé na teplotu (do 50 °C), nad DN 40 cenově nevýhodné |
| Plastové | nekorodují, trvale hladké | nízké tlaky (do 1,5 MPa), malé světlosti (do 225 mm) |

Tabulka 1.8 Vlastnosti používaných trubek

Uzavírací armatury

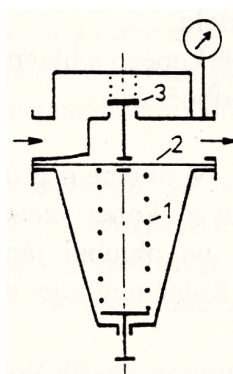
Jsou to armatury přerušující tok plynu potrubím. Měly by být dokonale těsné i při častém používání, měly by mít malý průtokový odpor, jednoduchou konstrukci a údržba a obsluha by měla být snadná.

- Ventily – pro světlosti do DN 200 a pro vysoké tlaky, pro tlaky PN 10 a PN 16
- Šoupátka – malé průtokové odpory, jsou určeny pro světlosti nad DN 40
- Kohouty – pootočením kuželu v tělese kohoutu o 90° se uzavře průtočný průřez; nejčastěji se používají samotěsnící kohouty (kužel je vlivem pracovního tlaku trvale přitlačován k tělesu kohoutu)



Obrázek 1.28 Provedení kohoutů - kohout pro připojení hadice a kulový kohout (zleva): 1 - přípoj na potrubí, 2 kužel, 3 rukojeť, 4 hadicový nátrubek

- Zpětné ventily – instalují se do míst, kde je potřeba, aby stačený vzduch (plyn) neproudil opačným směrem
- Redukční ventily – pro redukci tlaku, například u spotřebičů, které pracují s tlakem nižším, než je v rozvodné síti



Obrázek 1.29 Schéma redukčního ventilu - 1 pružina, 2 membrána, 3 kuželka

1.3.3 Výpočet rozvodné sítě

Výchozím parametrem pro návrh sítě je tlaková ztráta, která představuje energii potřebnou k dopravě vzduchu (plynu) potrubím.

Ve výrobních závodech by rozdíl tlaku na počátku a na nejvzdálenějším místě spotřeby měl být maximálně 10 kPa. Toto vyžaduje instalaci potrubí o větším průměru, což přináší vyšší investiční náklady. Výroba je však energeticky výhodná.

V důlních provozech se volí ztráta v rozmezí 20 – 50 kPa na 1 km délky potrubí.

Nejjednodušší výpočet průměru potrubí je z rovnice kontinuity:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_d}{w \cdot \pi}} \quad (1.18)$$

Pro dimenzování je nutno zvolit meze rychlosti proudění vzduchu:

| Typ rozvodu | Rychlost w [m.s^{-1}] |
|------------------------------------|------------------------------------|
| velmi rozsáhlé sítě | 5 – 10 |
| rozvody v závodech | 10 – 15 |
| rozvody v hadicích | 15 – 20 |
| v potrubí pneum. ovládacích okruhů | 20 – 25 |

Tabulka 1.9 Meze rychlosti vzduchu v síti

Tlakové ztráty se skládají ze ztrát třením v přímém potrubí a ze ztrát způsobených místními odpory v armaturách. Pro tyto ztráty platí vztahy:

$$\Delta p = p_{tr} + p_{mo} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho + \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (1.19)$$

kde λ je součinitel tření. Ztráty místními odpory se mohou převést na třecí ztráty pomocí tzv. *ekvivalentní délky potrubí*:

$$L_e = \xi \cdot \frac{D}{\lambda} \quad (1.20)$$

Tu lze určit z tabulek, případně z nomogramu (příloha 1). Pro výpočet ztráty lze použít upravený vztah ze soudobé literatury (zanedbává se vliv teploty plynu):

$$\Delta p = 1,6 \cdot 10^3 \cdot \dot{V}_d^{1,85} \cdot \frac{L_c}{D^{5,75} \cdot p_d} \quad \text{kde} \quad L_c = L + L_e \quad (1.21)$$

$$D = \sqrt[5]{\frac{1,6 \cdot 10^3 \cdot \dot{V}_d^{1,85} \cdot L_c}{\Delta p \cdot p_d}} \quad (1.22)$$

V provozních podmínkách pak lze stanovit průměr z empirických vztahů závislých na dopravovaném množství:

$$D = a * \sqrt{\dot{V}_{ST,hod}} \quad [\text{mm}] \quad (1.23)$$

| a | Rozvod |
|------|------------------------------|
| 2,45 | dlouhé úseky (1 000 m) |
| 2,00 | středně dlouhé úseky (400 m) |
| 1,75 | krátké úseky (50 m) |

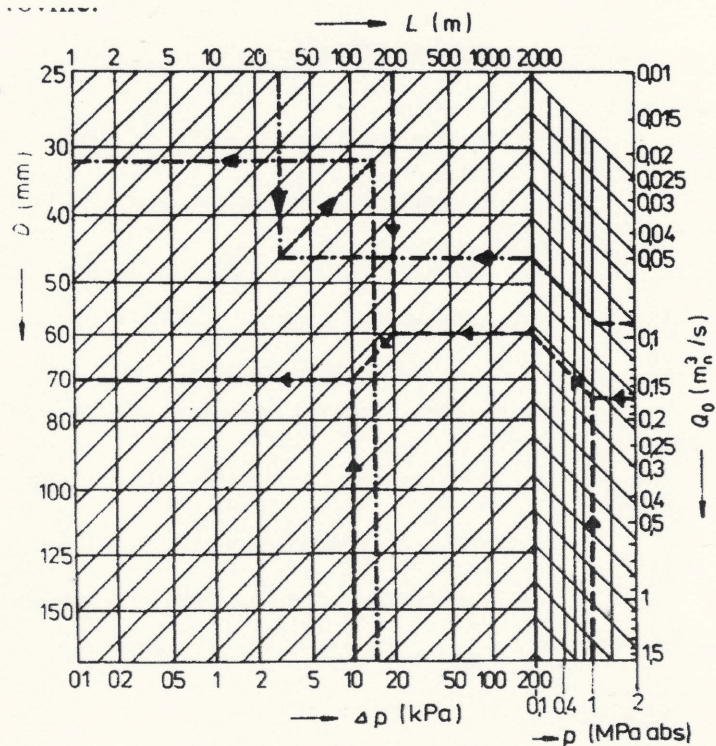
Tabulka 1.10 Koefficient a ke vztahu 1.23

Pro délky cca 300 metrů lze světlý průměr spočítat dle:

$$D = 20 * \sqrt{\dot{V}_{ST,min}} \quad [\text{mm}] \quad (1.24)$$

Potrubí v dílnách má při délce do 50 m průměr 40 mm, při větší délce 50 až 60 mm. Krátké přípojky do 5 m by měly mít světlost 25 mm (1"), odbočky k jednotlivým nástrojům 20 mm (3/4").

Další možností je určení průměru v provozních podmínkách z grafu:



Graf 1.13 Určení průměru D v provozních podmínkách: Q_0 - standardní výkonnost

1.4 Současná výroba a rozvod stlačeného vzduchu ŽDB

1.4.1 Popis výroby a zařízení

Dodávku stlačeného vzduchu v ŽDB Drátovnách zajišťují 3 šroubové kompresory značky HAFI, záložním kompresorem je pístový kompresor ČKD s označením 3 DSK 350. Ten se již téměř nevyužívá z důvodu malé účinnosti a zanášení stlačeného vzduchu olejem a slouží pouze jako záložní kompresor.



Obrázek 1.30 - Pístový kompresor 3 DSK 350

Kompresorové jednotky V5 – 90, V5 – 110 (upraven na V5 - 90) a 3 DSK 350 se nacházejí v prostoru „Drátovny“.



Obrázek 1.31 Kompresor č.3 Hafi V5 - 90

Za jednotkami V5 – 90 a V5 – 110 jsou odlučovače oleje – pro každou jednotku samostatný.



Obrázek 1.32 Odlučovače oleje šroubových kompresorů v oblasti "Drátovny"

Odlučovač oleje pístového kompresoru se nachází až za spojem s potrubím z šroubových kompresorů.



Obrázek 1.33 Společný odlučovač oleje kompresorů v oblasti "Drátovny"

Za tímto společným odlučovačem je instalovaná sušič vzduchu MTA MG 045/A. Stlačený vzduch vstupující do sušiče je v tepelném výměníku vzduch - vzduch předchlazen chladným suchým výstupním vzduchem. Poté vstupuje do výparníku, kde je chladivem ochlazen na konečný rosný bod. Zkondenzovaná vlhkost je separována v odlučovači a automaticky vypuštěna ze sušiče. Chladný suchý vzduch prochází podruhé tepelným výměníkem, kde se znovu ohřeje, a odchází ze sušiče. Chladicí okruh zajišťuje svojí činností dosažení rosného bodu 2 - 3 °C při určených podmínkách, a to činností

obtokového ventilu horkého vzduchu, který brání poklesu teploty ve výparníku pod 0 °C a tím nebezpečí zamrznutí kondenzátu [12].



Obrázek 1.34 Sušička vzduchu v oblasti "Drátovny"

Odtud je vzduch dopraven do vzdušníku o objemu 20,14 m³. Tento vzdušník je propojen se vzdušníkem o objemu 11,26 m³ v prostoru „Neutralizace“. Druhý výstup ze vzdušníku vede přes měřící clonu k závodům Lanárna a TND. Na provozu TND – Mořírna PD se nachází vzdušník o objemu 8,08 m³. Měření spotřeby na jednotlivých závodech je dán rozdílem na měřící cloně za vzdušníkem a za měřením na provozu Lanárně.

V prostoru „Neutralizace“ se nachází kompresorová jednotka V4 – 55, která plní výše zmiňovaný vzdušník.



Obrázek 1.35 Kompresor V4 - 55 v oblasti "Neutralizace"

Za kompresorem je umístěn odlučovač oleje, sušička vzduchu nikoli. Množství stlačeného vzduchu se odečítá z provozních hodin kompresoru. Vzdušníku vede potrubí do společného potrubí z prostoru „Drátovny“, odkud jsou odbočky do provozu Neutralizace.

Kompresory musí zajistit pracovní přetlak 7,6 – 8,2 bar.

1.4.2 Technické údaje částí výroby stlačeného vzduchu

ČOV - V4 – 55

| | | |
|----------------------|--------|-----------------------------------|
| Výrobní číslo | 590/97 | |
| Rok výroby | 1997 | |
| Standardní výkonnost | 456 | m _N ³ / hod |
| Provozní přetlak | 10 | bar |
| Výkon motoru | 55 | kW |

Tabulka 1.11 Parametry šroubového kompresoru Hafí V4 - 55

Drátovny - V5 – 90 (kompresor K3)

| | | |
|----------------------|--------|-----------------------------------|
| Výrobní číslo | 347/96 | |
| Rok výroby | 1996 | |
| Standardní výkonnost | 820 | m _N ³ / hod |
| Provozní přetlak | 10 | bar |
| Výkon motoru | 90 | kW |

Tabulka 1.12 Parametry šroubového kompresoru Hafí V5 - 90

Drátovny - V5 – 110 (kompresor K2)

| | | |
|----------------------|--------|-----------------------------------|
| Výrobní číslo | 348/96 | |
| Rok výroby | 1996 | |
| Standardní výkonnost | 900 | m _N ³ / hod |
| Provozní přetlak | 10 | bar |
| Výkon motoru | 110 | kW |

Tabulka 1.13 Parametry šroubového kompresoru Hafí V5 - 110

Drátovny - 3 DSK 350 (kompresor K1)

| | | |
|----------------------|-------|-----------------------------------|
| Výrobní číslo | 9.552 | |
| Rok výroby | 1980 | |
| Standardní výkonnost | 1575 | m _N ³ / hod |
| Provozní přetlak | 10 | bar |
| Výkon motoru | 170 | kW |

Tabulka 1.14 Parametry pístového kompresoru ČKD 3 DSK 350

Drátovny - Kondenzační sušička vzduchu MTA MG 045

| Model | Jmenovitá kapacita | Rok výroby | Jmenovitý příkon | Připojení | Rozměry [mm] | | | Hmotnost |
|--------|-----------------------|------------|------------------|-----------|--------------|------|------|----------|
| | [m ³ /hod] | | [kW] | | A | B | C | (kg) |
| MG 045 | 2700 | 2005 | 5,05 | DN 100 | 660 | 1230 | 1400 | 318 |

Tabulka 1.15 Parametry kondenzační sušičky

Armatury

| | | |
|-----------------|--------|------|
| Koleno | DN 50 | 4 x |
| | DN 100 | 20 x |
| Kohout | DN 50 | 2 x |
| | DN 100 | 5x |
| Zpětný ventil | DN 100 | 1x |
| Spoj ve tvaru T | DN 100 | 2 x |
| Potrubí | DN 50 | 5 m |
| | DN 100 | 36 m |

Tabulka 1.16 Seznam armatur v oblasti "Drátovny" (od kompresorů po vzdušník)

| | | |
|-----------------|-------|------|
| Koleno | DN 50 | 13 x |
| Kohout | DN 50 | 4 x |
| Spoj ve tvaru T | DN 50 | 1 x |
| Potrubí | DN 50 | 25 m |

Tabulka 1.17 Seznam armatur v oblasti "Neutralizace" (od kompresoru po ventil uzavírací společné potrubí)

Spojovací potrubí

| | | |
|--|--------|-------|
| Vzdušník „Drátovny“ – „Neutralizace“ | DN 80 | 570 m |
| Vzdušník „Drátovny“ – „Lanárna“ | DN 80 | 184 m |
| Vzdušník „Drátovny“ – „TND - vzdušník“ | DN 100 | 190 m |

Tabulka 1.18 Seznam spojovacích potrubí

Vzdušníky

| | |
|--------------------------|----------------------|
| Vzdušník „Neutralizace“ | 11,26 m ³ |
| Vzdušník „Drátovny“ | 20,14 m ³ |
| Vzdušník „TND - Mořirna“ | 8,08 m ³ |

Tabulka 1.19 Seznam vzdušníků

1.4.3 Kontrola tlakových ztrát

Pro určení tlakové ztráty je třeba si rozvod rozdělit na 3 části (tab. 1.18). Tlakovou ztrátu počítám pouze od uzlu potrubí u vzdušníku v oblasti „Drátovny“. Ekvivalentní délku armatur volím dle přílohy 1, pouze však pro ventily, jelikož ztráta v obloucích je vůči délce potrubí zanedbatelná. Pro každý rozvod je jeden uzavírací ventil dle daného průměru potrubí. Rychlost volím dle 10 m/s (tabulka 1.9), teplotu vzduchu 25 °C a tlak 920 kPa.

| Rozvod na závod: | Potrubí | L_c |
|------------------|---------|-------|
| „Neutralizace“ | DN 80 | 595 m |
| „Lanárna“ | DN 80 | 209 m |
| „TND“ | DN 100 | 220 m |

1.20 Celková délka potrubí včetně ekvivalentní délky

Fyzikální vlastnosti vzduchu v daných podmínkách jsou určeny z programu EES:

| Rozvod na závod: | Značka | Hodnota | Jednotka |
|---------------------|--------------|----------------------|----------------------|
| teplota | t | 25 | [°C] |
| tlak | p_d | 920 | [kPa] |
| rychlost | w | 10 | [m/s] |
| hustota | ρ | 10,75 | [kg/m ³] |
| kinetická viskozita | ν | $1,72 \cdot 10^{-6}$ | [m ² /s] |
| Reynoldsovo číslo | $Re_{D=80}$ | 462 201 | [1] |
| | $Re_{D=100}$ | 581 502 | [1] |

1.21 Fyzikální vlastnosti vzduchu

Tlakové ztráty se pak spočítají dle upraveného vztahu 1.19:

$$\Delta p = p_{tr} + p_{mo} = \lambda * \frac{L_c}{D} * \frac{w^2}{2} * \rho \quad (1.25)$$

kde λ je dle Zimmermanna-Galavicze (nejlépe vyhovuje ocelovým trubkám):

$$\lambda = \lambda_0 + \frac{8,6 \cdot 10^{-4}}{D^{0,28}} * \left(\log \frac{Re}{10^{5,5} * D^{1,1}} \right)^{1,75} \quad (1.26)$$

kde λ_0 je součinitel tření v hladkých trubkách, dle Prandtla:

$$\lambda_0 = \frac{0,309}{\left(\log \frac{Re}{7} \right)^2} \quad (1.27)$$

Výpočet byl proveden pomocí programu EES. Tlaková ztráta pro potrubí vedoucí k „Neutralizaci“ je relativně velká, není vhodné proto dopravovat vzduch do oblasti „Neutralizace“, a naopak. Je zde vhodný ostrovní provoz, avšak s kompresorem, který odpovídá potřebám ČOV.

| Rozvod na závod: | λ_0 [1] | λ [1] | Δp [kPa] |
|------------------|-----------------|---------------|------------------|
| „Neutralizace“ | 0,013 29 | 0,0163 3 | 65,280 |
| „Lanárna“ | 0,013 29 | 0,0163 3 | 22,930 |
| „TND“ | 0,012 77 | 0,0155 9 | 18,437 |

1.22 Součinitelé tření v potrubí a celková tlaková ztráta v daných rozvodech

2 Zjištění hospodárnosti pneumatických zařízení [4,5,10,13]

2.1 Měření

Abychom měli o provozovaných energetických zařízeních přehled (tedy i o hospodárnosti celého systému), je potřeba na nich provádět pravidelné zkoušky, které odhalí jejich změny, využití i ztráty. K tomu slouží měřicí přístroje a zařízení. Jelikož se jedná o velmi citlivé přístroje a údaje z nich musí být co nejpřesnější, musí se jejich funkčnost také pravidelně ověřovat, tzv. cejchovat.

V provozu se provádí většinou pouze měření *přejímací* a *kontrolní*. U přejímacího měření se kontrolují vlastnosti a parametry, které jsou dané technickými podmínkami. U provozní kontroly je potřeba se zaměřit především na jednotlivé důležité parametry a funkčnost stroje.

Při měření se zjišťují tlaky, teploty, množství proudící látky, příkon kompresoru, případně vlhkost či otáčky stroje.

2.1.1 Měření tlaku, teploty a vlhkosti

Měření tlaku

Tlak se měří pomocí tlakoměru, který udává hodnotu přetlaku nebo podtlaku (nikoli absolutní tlak, který se používá při výpočtech). Nejčastěji využívanými tlakoměry jsou *U – trubice* a *deformační (pružinové) manometry*. Nevýhodou těchto dvou typů je nepřesné

měření při vyšších frekvencích tlakových pulzací (u U – trubice do 0,1 Hz, u deformačních do 0,5 Hz). Při těchto podmínkách se proto používají elektrické přístroje měřící tlak.

| Duh | Měřicí rozsah |
|--|--------------------------|
| U-trubice, rtuť | 270 kPa |
| U-trubice, voda | 20 kPa |
| U-trubice, líh | 15 kPa |
| Deformační manometry s Bourdonovou trubicí | 60 kPa až 600 MPa |
| Deformační manometry membránové | 6 kPa až 4 MPa |
| Elektrické přístroje | 1kPa až 200 MPa (a více) |

2.1 Některé druhy tlakoměrů a jejich měřicí rozsah

Měření teploty

Teplotu nelze měřit přímo, pouze sledováním změny vlastností měřící látky způsobené změnou teploty. Jde především o roztažnost, elektrickou vodivost aj.

Nejpoužívanějšími teploměry jsou *teploměry rtuťové*, jež lze využívat v širokém rozmezí teplot a jsou relativně přesné (na 0,1 K). V provozu se rovněž využívá bimetalových teploměrů pracujících na principu rozdílné roztažnosti dvou kovů. Pro vyšší teploty se využívá elektrických teploměrů, které pracují buďto na principu závislosti elektrického odporu na teplotě (*odporový teploměr*), nebo na principu termoelektrického jevu (*termočlánek*). U měření v tlakovém prostředí je problém s utěsněním měřidla. K tomu slouží jímky, které jsou zavařeny nebo zašroubovány do potrubí v blízkosti osy. Do nich jsou pak teploměry vloženy. Aby docházelo k lepšímu přestupu do teploměru, vyplňuje se spodek jímky olejem nebo rtutí (případně kovovými pilinami).

Pro nejvyšší teploty se využívá bezkontaktního měření pomocí *pyrometru*, případně *termokamery*. Tato zařízení měří teplotu na principu, že každé těleso vydává elektromagnetické záření různé intenzity a vlnové délky.

| Typ | Rozsah [°C] | Přesnost [%] |
|--|---|---------------------|
| Kapalinové teploměry - rtuť - líh | -35 až 300 -100 až 50 | 1 – 2 |
| Odporové teploměry - nikl - platina - termistory | -100 až 200 -200 až 850 -100 až 500 | 0,01 – 1 |
| Termočlánek - měď-konstantan - železo-konstantan - niklchrom-nikl - platinorhodium-platina | -200 až 400 -200 až 850 -200 až 900 0 až 1 300 | 0,5 – 1 |
| Bimetal | -50 až 400 | 1 – 5 |
| Pyrometr | 800 a více | 1 – 2 |

2.2 Teploměry a jejich základní vlastnosti

Měření vlhkosti

Vlhkost hraje významnou roli při určení přesné výkonnosti stroje. Jejím měřením lze rovněž určit účinnost vysoušecích zařízení.

Vlhkost se měří:

- psychrometrem – zařízení obsahující dva teploměry (jeden suchý a druhý obalený navlhčenou bavlněnou látkou. Rozdílem teplot na obou teploměrech při proudění vzduchu kolem nich (při minimální rychlosti 1 m/s) se z psychrometrických tabulek určí relativní vlhkost.
- *měřením rosného bodu* – měří se teplota, při které se ze vzduchu začne srážet pára
- *hygroskopickým měřením* – deformační hygrometry obsahují čidlo (membrány, vlákna plastů), které mění vlivem vlhkosti své rozměry
Elektrické hygrometry pracují na principu změny elektrického odporu hygroskopického materiálu s vlhkostí.

2.1.2 Měření výkonnosti kompresorů

V praxi se výkonnost kompresoru nejčastěji měří pomocí *clony*, nebo *zaoblené dýzy*. Do popředí se dostávají průtokoměry *vírové*, *vířivé* a *turbínkové*. V provozním měření se výkonnost určuje pomocí *kolenového průtokoměru* nebo metodou *plnění známých objemů* (vzdušník).

Clona

Clona se umísťuje do venkovního prostoru a bývá součástí rozvodu vzduchu. Aby bylo zabráněno pulzacím, je vhodné ji umístit za vzdušník. Potrubí před a za clonou by mělo být rovné (před clonou 10 - 15 x D, za clonou 5 x D). K měření rozdílu tlaku před a za clonou pak stačí U-manometr (obr. 2.1). Místo clony může být škrtícím orgánem dýza nebo venturiho dýza.

Měření clonou se řídí normou ČSN 25 7710. Dle ní by se nemělo provádět měření na světlém průměru trati menším, než 50 mm. Pro měření menších výkonností se používá tzv. *dvojclony* (dvě clony o různých průměrech otvorů zařazené za sebou v určité vzdálenosti).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} * \varepsilon * \frac{\pi}{4} d_0^2 * \sqrt{\Delta p_c * \rho_1} \quad (2.1)$$

kde ε je součinitel expanze, C je součinitel průtoku a β podíl $\frac{d_0}{D}$.

Součinitel průtoku pro clonu dle rovnice 2.2:

$$C = 0,595\ 9 + 0,032\ 2 * \beta^{2,1} - 0,184 * \beta^8 + 0,002\ 9 * \beta^{2,5} * \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,75} + 0,09 * L_1 * \\ * \beta^4 * (1 - \beta^4)^{-1} - 0,033\ 77 * L_2 * \beta^3$$

kde L_1 je podíl vzdálenosti předního odběru od přední strany clonové desky a průměru potrubí, L_2 je podíl zadního odběru od zadní strany clonové desky a průměru potrubí a Re_D je Reynoldsovo číslo vztažené k D.

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35 * \beta^4) * \frac{\Delta p_c}{\chi * p_1} \quad (2.3)$$

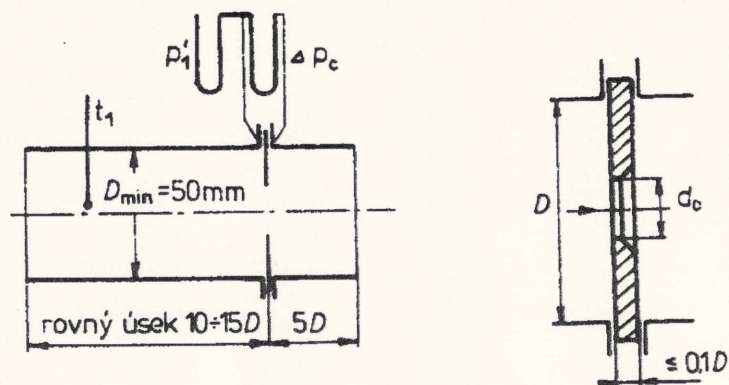
kde p_1 je přetlak tlak před clonou.

Výkonnost je pak:

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_n} \quad (2.4)$$

Pro přibližné určení výkonnosti lze pak užít vztah:

$$\dot{V}_d = 4 * 10^{-3} * C * \varepsilon * d_0^2 * \sqrt{\frac{\Delta p_c * \rho_1}{\rho_n^2}} \quad (2.5)$$

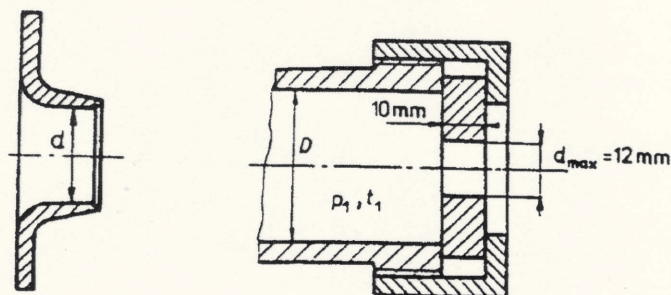


Obrázek 2.1 Měření průtoku clonou

Dýza

Pro měření výkonosti pomocí dýzy se používá třech typů dýz:

- výtoková
- zaoblená
- ostrohranná



Obrázek 2.2 Zaoblená dýza (vlevo) a ostrohranná dýza (vpravo)

Dýzy se montují za vzdušník na odbočku z potrubí. Vzduch (plyn) expanduje z tlaku v potrubí na atmosférický tlak. Měření spočívá pouze v měření tlaku a teploty za dýzou. Z výsledků se pak spočítá výkonost dle vztahu pro zaoblenou dýzu:

$$\dot{V}_d = 0,0328 * d^2 * \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} * \frac{T_n}{p_n} \quad (2.6)$$

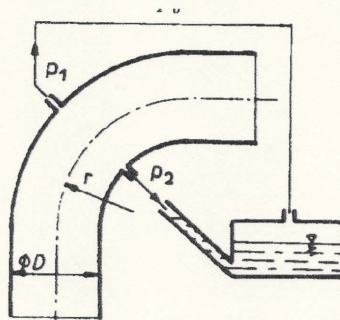
Pro ostrohrannou dýzu pak:

$$\dot{V}_d = 0,0275 * d^2 * \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} * \frac{T_n}{p_n} \quad (2.7)$$

Nevýhodou těchto měření je nadměrný hluk při měření.

Kolenový průtokoměr

Výhodou je minimální tlaková ztráta, nízké náklady, nízké nároky na úpravu potrubí. K měření se užívá pravoúhlého ohybu potrubí (kolene).



Obrázek 2.3 Kolenový průtokoměr

Pro výpočet výkonnosti pak platí:

$$\dot{V}_d = 0,002\,216\,18 * \alpha_k * D^2 * \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\rho}} * \frac{T_n}{p_n} * \frac{p}{T} \quad (2.8)$$

kde p a T jsou parametry proudícího plynu a $\alpha_k = \sqrt{r/D}$ (2.9) průtokový součinitel kolena.

Plnění známého objemu

Kompresor plní vzduch (plyn) do vzdušníku, který je odpojen od rozvodné sítě. Při měření se měří čas, za který stoupne tlak o určenou hodnotu (zpravidla 50 kPa). Dále také průměrná teplota vzduchu.

Ze stavové rovnice pak lze určit výkonnost: [m³/s]

$$\dot{V}_d = \frac{V}{\tau} * \frac{\Delta p}{p_n} * \frac{T_n}{T} \quad (2.10)$$

2.1.3 Měření příkonu kompresorů

Efektivní příkon na hřídeli lze zjišťovat přímo pomocí točivého momentu (dynamometrem), nebo nepřímo měřením příkonu motoru.

Z příkonu elektromotoru lze měřit příkon kompresoru Wattmetrickou metodou nebo elektroměrem:

$$P_{motor} = \frac{W}{\tau} \quad (2.11)$$

$$P_{efekt} = P_{motor} * \eta_{motor} \quad (2.12)$$

2.2 Jakost rozvodů

V rozvodech lze rozlišit dva typy ztrát – *tlakové* a *objemové*.

Tlakové ztráty vznikají při překonávání odporů v potrubí (drsnot stěn, místní odpory). Předpokladem je dokonalá těsnost potrubí. U objemových je poměrně často problém zjistit jejich původ.

2.2.1 Tlakové ztráty

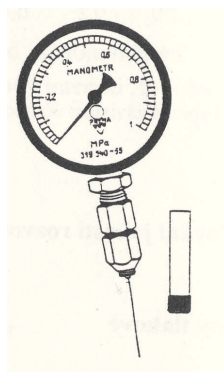
Měření tlakových ztrát v praxi

V provozu je málo obvyklé, že by byly používány ověřené tlakoměry, u kterých je známa jejich chyba. Pro zjištění tlakové ztráty na sledovaném dokonale těsném potrubí se instaluje jeden tlakoměr na počátek a druhý na konec úseku, odečte se rozdíl tlaku, a pak se oba tlakoměry prohodí. Skutečná tlaková ztráta pak je:

$$\Delta p = \frac{\Delta p_{1.měření} + \Delta p_{2.měření}}{2} \quad (2.13)$$

Měření tlakové ztráty v hadici

Před zapojením nástroje se v potrubí, na který se hadice napojuje, měří tlak pomocí vpichovým tlakoměrem.



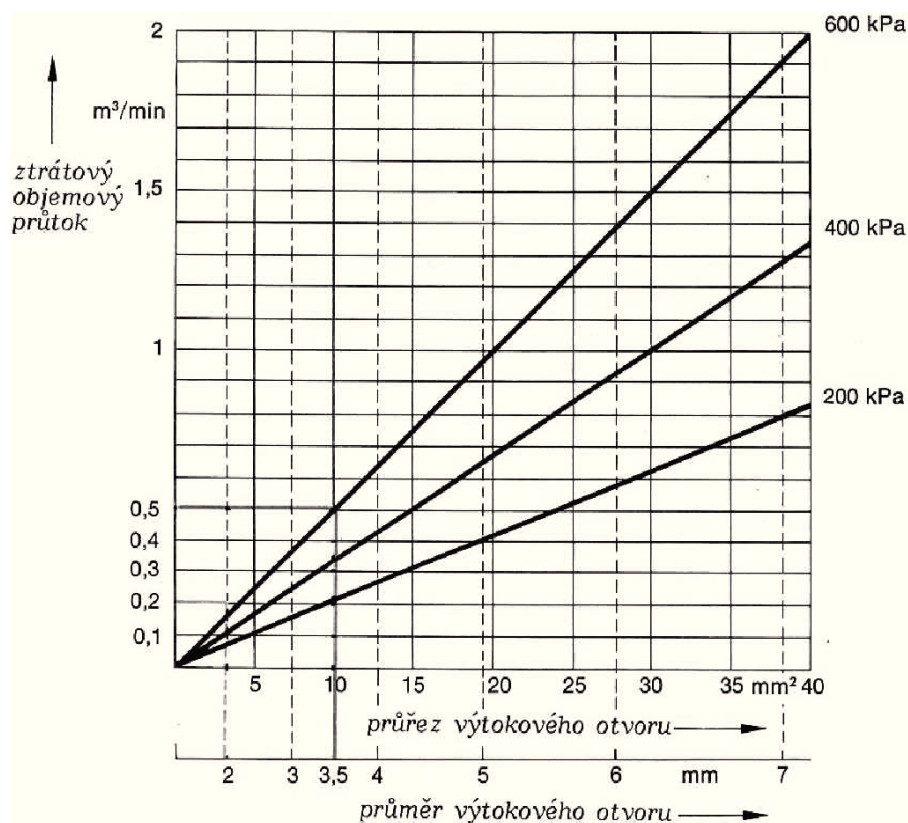
Obrázek 2.4 Vpichový tlakoměr

2.2.2 Objemové ztráty

Pro měření objemových ztrát je vhodné měřit tyto ztráty v době pracovního klidu, kdy jsou všechny spotřebiče vypnuty.

Ztrátu lze stanovit několika jednoduchými metodami:

- Při odstavených spotřebičích se udržuje v síti konstantní tlak, přičemž se sleduje, jakou dobu kompresor pracoval. Poměrné ztráty pak jsou podílem počtu minut/60.
- Pokud je možno regulovat otáčky kompresoru, sníží se po dosažení pracovního tlaku na otáčky, kdy se udržuje konstantní tlak. Ztrátám je pak rovna aktuální výkonnost kompresoru.
- Vzduch v síti se natlačí na maximální pracovní tlak kompresoru a sleduje se, za jak dlouho se sníží na pracovní tlak.



2.1 Závislost objemových ztrát na průřezu výtakového otvoru

3 Provozní měření kompresorové stanice ŽDB, a. s. [3,7]

Důvodem měření bylo vypracování technického vyjádření o současném stavu kompresorové stanice v oblasti Drátoven a Neutralizace (ČOV), na základě provedeného kompletního monitorovacího měření v termínu od 12. 5. 2010 do 31. 5. 2010. Dne 11. 5. 2010 bylo provedeno měření výkonnosti v oblasti Neutralizace metodou plnění známých objemů.

3.1 Popis měření

Při měření byly snímány tyto hodnoty:

| | |
|-------------------------|---|
| Stav okolí | <ul style="list-style-type: none">• atmosférický tlak |
| Standardní sací bod | <ul style="list-style-type: none">• sací teplota• relativní tlak v sání• relativní vlhkost vzduchu v sání |
| Standardní výtlačný bod | <ul style="list-style-type: none">• přetlak vzduchu• výtlačná teplota |
| Měřicí clona | <ul style="list-style-type: none">• přetlak vzduchu na měřicí cloně• diferenční tlak na měřicí cloně• teplota vzduchu na měřicí cloně |
| Elektromotory | <ul style="list-style-type: none">• činný příkon elektromotorů |

Tabulka 3.1 Snímané hodnoty

Snímané hodnoty tlaků teploty a vlhkosti ve standardních sacích bodech, měření činného elektrického příkonu bylo prováděno v rozváděčové skříni.

| Typ měření | Snímač, zřízení | Třída přesnosti |
|-------------------|---|-----------------|
| Tlak | barometrem Airflow Lufttechnik DB1 | 0,5 % |
| Statický přetlak | Honeywell STG 924 | 0,15 |
| Teplota | odporový snímač teploty Pt100 | A |
| Vlhkost | snímač relativní vlhkosti COMET NH 420.65-150 | 2,5 |
| Elektrický příkon | MTP 314 a MTP 313 METRA Blansko, a.s | 0,5 |
| | Proudový transformátory 100/5A | 0,5 |

Tabulka 3.2 Snímače a měřící zařízení

Hmotnostní průtok vzduchu v oblasti „Drátovny“ byl měřen průtokoměrem, který je zabudovaný na výstupním potrubí za vzdušníkem. Výpočet hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru byl proveden z okamžité stanovených hodnot (teplota t_d , absolutní tlak p_d , rychlost, hustota ρ_d) a základních rozměrů potrubí.

Hmotnostní průtok vzduchu v oblasti „Neutralizace“ šroubového kompresoru byl určen při metodou plnění známého objemu, tj. vzdušníku a spojovacího potrubí. Při měření docházelo k zatěžování kompresoru tak, jako kdyby pracoval ve smluvních podmínkách.

Před měřením byl vzdušník, odvodněn a odpojen od vzduchové sítě podniku.

Objem spojovacího potrubí mezi vzdušníkem a kompresorem byl do výpočtů započítán, avšak ve výsledku nehrál téměř žádnou roli z důvodu malých rozměrů.

| Veličina | Značka | Jednotka |
|---|----------|----------|
| příkon motoru | P_{el} | [kW] |
| tlak nasávaného vzduchu | p_n | [Pa] |
| výstupní tlak | p_d | [Pa] |
| teplota nasávaného vzduch | t_n | [° C] |
| teplota za chladičem | t_d | [° C] |
| barometrický tlak | p_b | [Pa] |
| čas stlačování v daném tlakovém nárůstu | τ | [s] |

Tabulka 3.3 Měřené veličiny při metodě plnění známého objemu

Výkonnost se počítá ze stavové rovnice:

$$p * V_d = m * r * T \quad (3.1)$$

Změnou tlaku za čas τ o hodnotu:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad (3.2)$$

se zvýší hmotnost m_1 vzduchu ve vzdušníku a spojovacích potrubích, jejichž objem je:

$$V = V_{vzduš} + V_{potr} \quad (3.3)$$

o hodnotu:

$$\Delta m = m_2 - m_1 = V * \frac{1}{r} * \frac{\Delta p}{T} \quad (3.4)$$

Hmotnostní průtok v daném momentě se pak určí *metodou posloupnostní derivace*:

$$\dot{m}_{d,i}(p_i) = \frac{V}{r} * \frac{\frac{p_{i+\frac{\delta}{2}}}{T_{i+\frac{\delta}{2}}} - \frac{p_{i-\frac{\delta}{2}}}{T_{i-\frac{\delta}{2}}}}{\tau_{i+\frac{\delta}{2}} - \tau_{i-\frac{\delta}{2}}} \quad (3.5)$$

kde p_i je střední výpočtový tlak a δ je derivační krok.

Z hmotnostního průtoku je počítána počítaná výkonnost:

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_n} \quad (3.6)$$

Tlakový poměr se stanoví rovnice 1.1.

Měrná spotřeba energie:

$$C = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} \quad (3.7)$$

Izoentropická účinnost:

$$\eta_{ie} = \frac{P_{el}}{P_{ie}} \quad (3.8)$$

kde

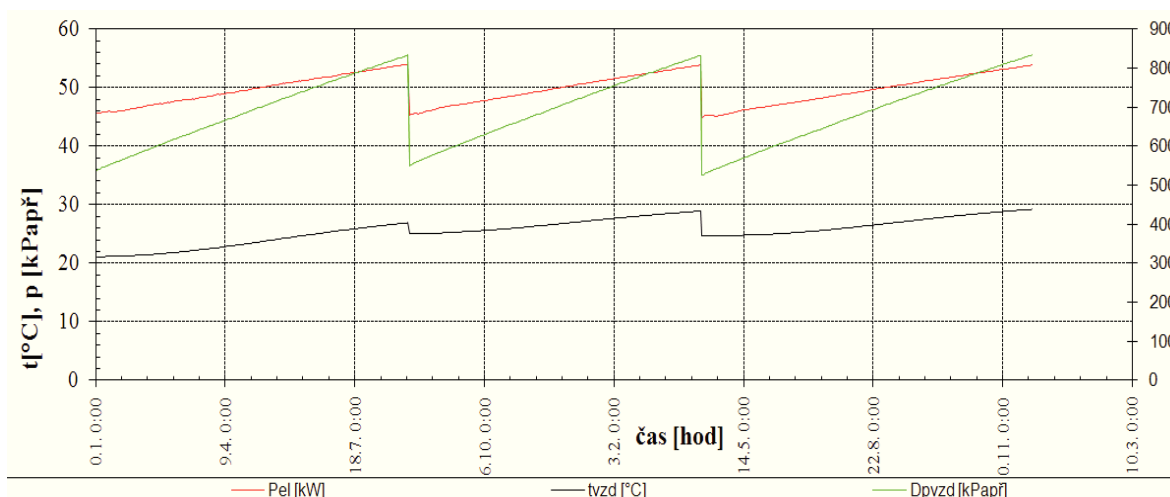
$$P_{ie} = \dot{m}_d * r * T_n * \ln \sigma \quad (3.9)$$

3.2 Výsledky měření

Prvním zadáním měření bylo vyhodnotit stav stávajících zařízení. Nejlepším parametrem v tomto ohledu je měrná spotřeba energie, která přímo stanovuje ekonomickou-energetickou náročnost výroby jednoho metru krychlového stlačeného vzduchu pro jednotlivé kompresory.

3.2.1 Měření kompresoru V4 – 55 metodou plnění známého objemu

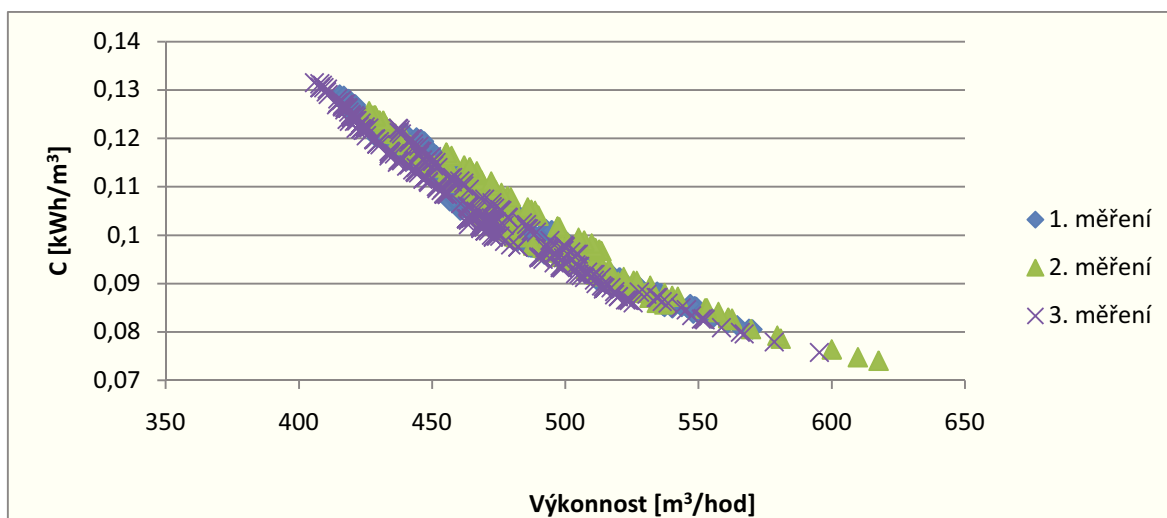
Měření plněním vzdušníku v části neutralizace bylo provedeno 3 x, přičemž u prvního měření byla odchylka v měření způsobena neuzavřením některých armatur, a také z důvodu špatného určení měření teploty plynu na výstupu z kompresoru (teplota byla měřena na povrch potrubí, přičemž během prvního měření teplo ze vzduchu nestačilo prostoupit potrubím a povrchová teplota tedy byla jiná, než teplota uvnitř). Naměřené hodnoty, výpočty a grafy jsou v příloze 11. Výpočet hmotnostního průtoku byl vypočten ze vztahu 3.5 pro metodu posloupnostní derivace. Krok δ byl volen 18.



Graf 3.1 Průběh měřených veličin

Měření č.2 a 3 byla, co se týče charakteristik kompresoru, totožná. Toto měření bylo použito pouze pro kompresor V4 -55 umístěný v části „Neutralizace“.

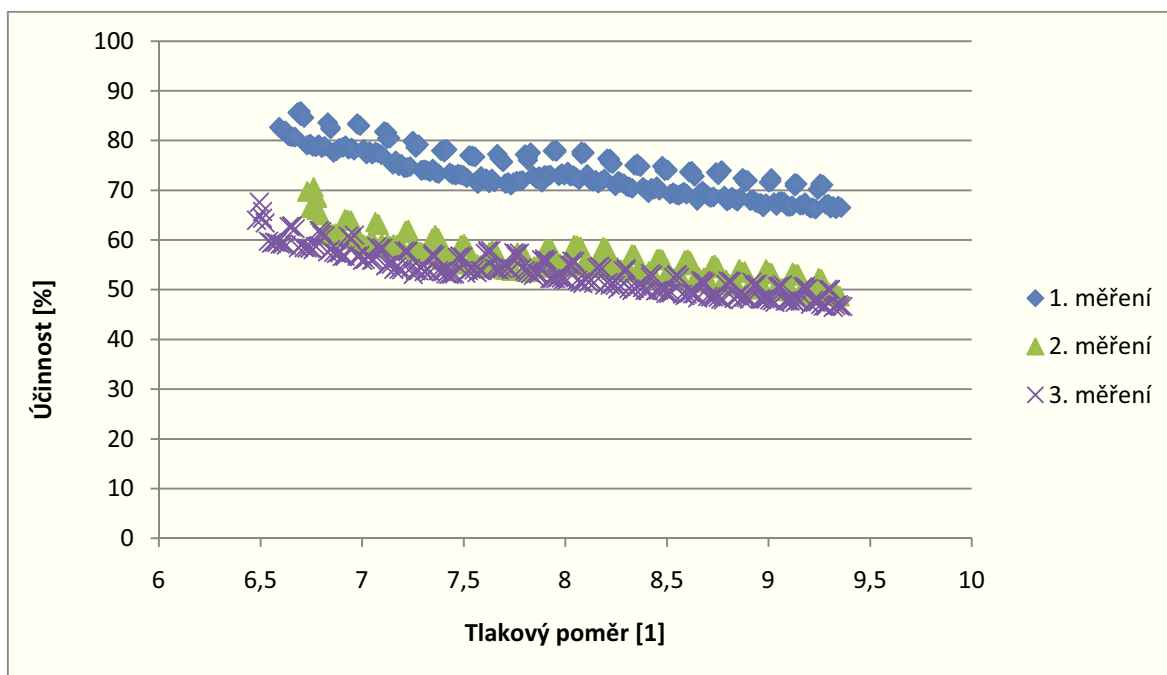
U kompresoru V4 – 55 v části „Neutralizace“ je hodnota tohoto parametru $0,125 \text{ kWh/m}^3$ při provozním tlaku.



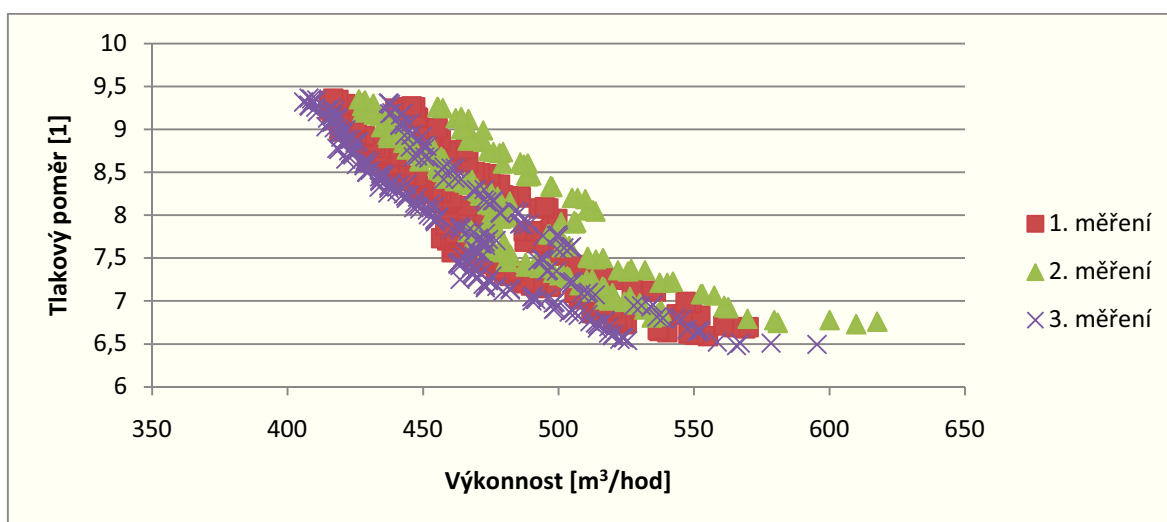
Graf 3.2 Charakteristika měrné spotřeby energie

Tento stav odpovídá opotřebení kompresoru, který prakticky neustále využíván. To se projevilo i ve výkonnosti kompresoru, která klesla při provozním přetlaku 800 kPa cca o 12 % (graf 3.4). Při vyšším přetlaku však měrná spotřeba roste a provoz stroje začíná být nevýhodný. U nových šroubových kompresorů nabývá měrná spotřeba energie hodnot $0,10\text{--}0,11 \text{ kWh/m}^3$, ale i nižších.

Účinnost kompresoru se pohybuje mezi 50 – 60 %. Při maximálním zatížení klesá pod 50 %.



Graf 3.3 Účinnostní charakteristika kompresoru V4 – 55



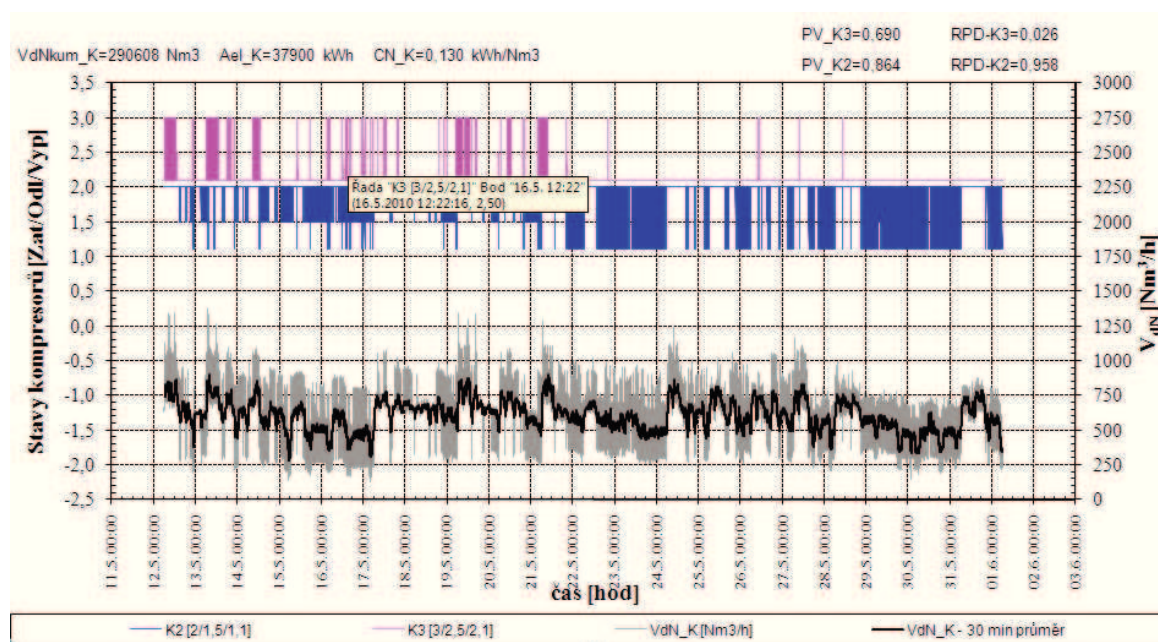
Graf 3.4 Tlaková charakteristika

Z tlakové charakteristiky je patrné, že kompresor není schopen dosáhnout jmenovitých parametrů.

3.2.2 Měření kompresorů v oblasti „Drátovny“

U kompresoru č. 3 bylo problémem zjistit jeho skutečný stav, jelikož byl téměř po celou dobu mimo provoz. Z naměřených hodnot plyne, že v tomto kompresoru jsou velké cirkulační ztráty, které zvyšují jeho měrnou spotřebu práce, a tím pádem není vhodné tento kompresor používat. Při provozním tlaku se měrná spotřeba pohybuje okolo $0,13 \text{ kWh/m}^3$, při jmenovitých parametrech více jak $0,14 \text{ kWh/m}^3$, což je vysoce neekonomické.

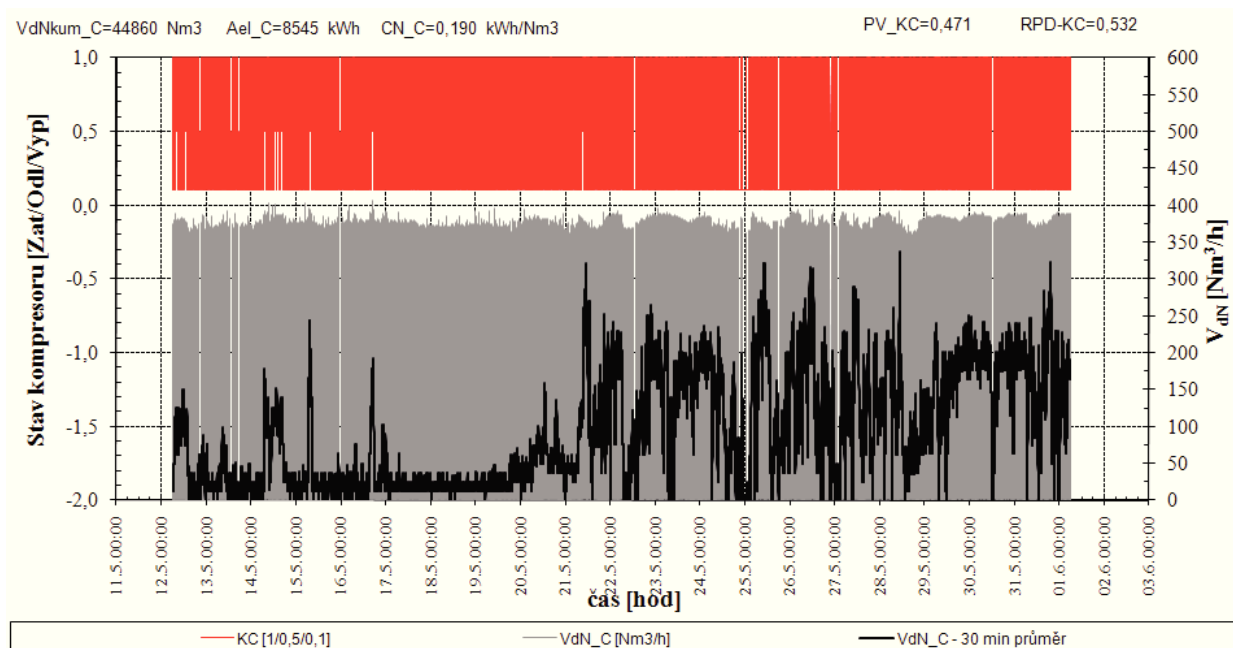
Kompresor č. 2 prakticky pokrývá celou výrobu stlačeného vzduchu pro „Drátovnu“. Ze všech kompresorů je v nejlepším stavu a jeho součinitel měrné spotřeby energie při pracovním tlaku je mezi $0,11 - 0,12 \text{ kWh/m}^3$.



Graf 3.5 Výroba vzduchu v oblasti „Drátovny“

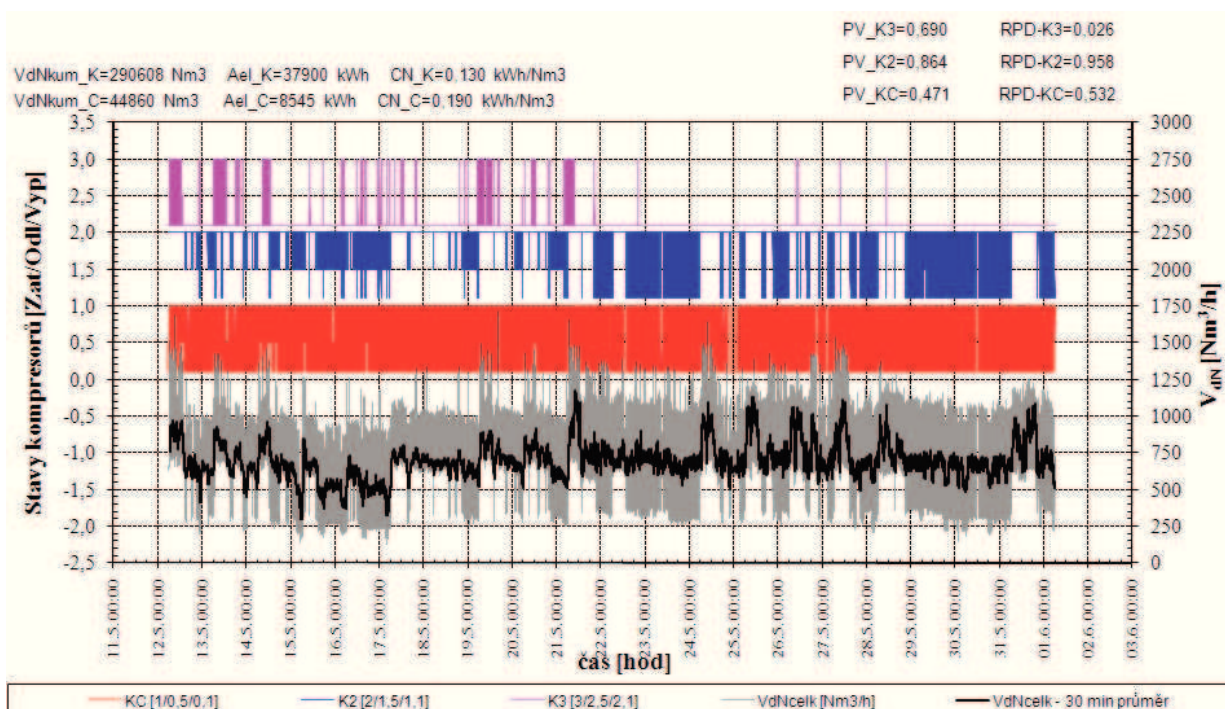
Zadavatel měření rovněž uvažoval o přestěhování kompresoru na jedno místo, čímž by se snížily ztráty v rozvodech. V rámci staré kompresorové stanice v oblasti drátoven to není možné z důvodu zastaralosti tamní budovy. Kompresor v oblasti „Neutralizace“ je již provozován mezi jinými zařízeními, stěhování zde tedy taktéž nepřipadá v úvahu. Musela by se tedy vystavět stanice nová.

Polovina měření (do 21. 5. 2010) probíhala při zavřeném spojovacím potrubí, vzduch na „Neutralizace“ byl vyráběn tzv. ostrovním způsobem. Z toho měření bylo zjištěno, že kompresor V4 – 55 vyrábí při špičce spotřebu pro ČOV do $250 \text{ m}^3/\text{h}$, čímž je dosti předimenzován a jeho provoz je v ostrovním režimu neekonomický (graf).



Graf 3.6 Výroba stlačeného vzduchu v oblasti „Neutralizace“

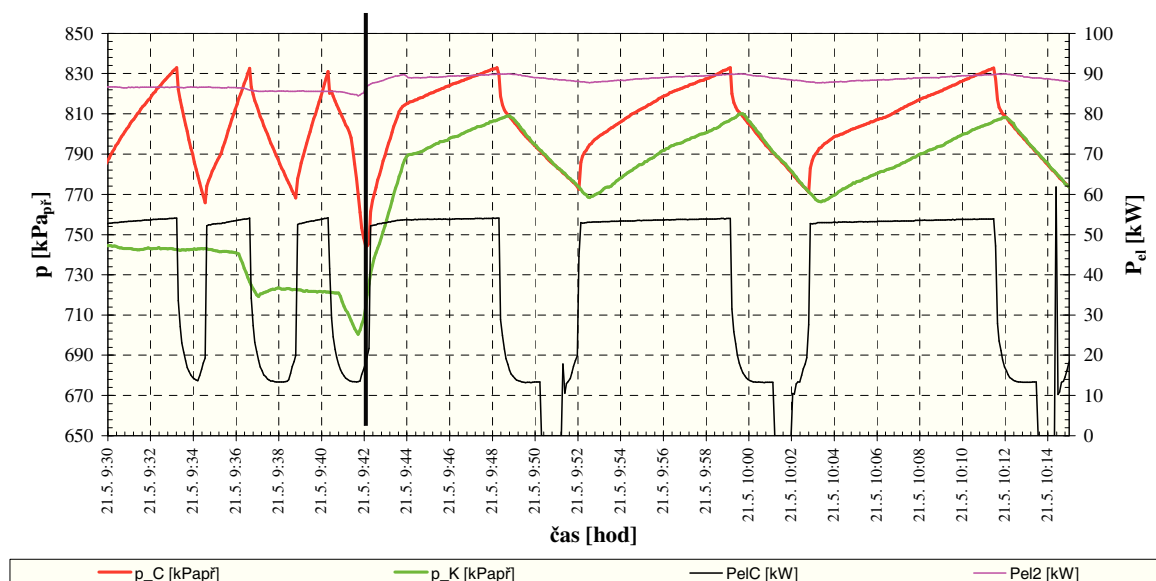
Při tomto měření rovněž docházelo k častějšímu zapínání kompresoru č. 3, což zvyšovalo náklady na provoz.



Graf 3.7 Průběh chodu všech kompresorů

Po otevření propoje celková měrná spotřeba energie klesla. Rovněž se snížil počet regulačních zásahů u kompresoru V4 – 55 zhruba na polovinu (graf 3.6).

Pá 21.05.



Graf 3.8 Detail před a po otevření propoje mezi oblastmi „Drátovny“ a „Neutralizace“

3.2.3 Návrh úprav

Od začátku dubna 2011 ŽDB a.s. rozšiřuje výrobu v drátovnách, takže by bylo zbytečné stěhovat stanici od tohoto provozu. Stávající stav je tedy v tomto ohledu optimální.

Z víkendových měření vyplývá, že objemová ztráta na „Neutralizaci“ se pohybuje okolo 30 m³/h, v drátovnách je předpoklad ztrát daleko větší. Doporučením tedy je při odstávce provést kontrolu všech páteřních potrubí, armatur i přípojek, provést rekonstrukci rozvodů (odstranit přebytečná potrubí a armatury). Z toho důvodu byl navržen uzlový bod u vzdušníku v oblasti „Drátovny“ (přílohy 4 a 10), který neobsahuje zbytečná potrubí a armatury jako v současnosti. Poté je nutné provést nové měření, které bude přesnější než stávající a podle něj navrhnout případný nákup nového zařízení. Do té doby by se měly provozovat pouze kompresor č. 2 a kompresor na „Neutralizaci“. Kompresor č. 3 jen při extrémní spotřebě vzduchu. Propoj mezi oběma lokalitami by měl zůstat otevřen.

Kompresor v oblasti „Neutralizace“ dodává většinu své výroby do společné sítě, oproti tomu je spotřeba vzduchu ČOV výrazně nižší. Jedním z možných řešení je proto přestěhování kompresoru V4 – 55 do oblasti „Drátoven“ a pro ČOV instalovat nový kompresor s nižší výkonností – do 300 m³/hod (při provozních podmínkách), např. Atlas Copco GA 30. Propoj mezi oběma oblastmi by tak zůstal uzavřen, a k otevření by docházelo pouze v případě nutné odstávky nového kompresoru.

4 Závěr

Tuto práci lze z hlediska obsahu rozdělit na tři části. V první je popsána technologie výroby a rozvodu stlačeného vzduchu. Zaměřil jsem se zde na popis jednotlivých zařízení, především pak na kompresory a zařízení pro úpravu vzduchu. V této části je popsána výroba vzduchu v ŽDB a.s. „Drátovny“, parametry jednotlivých zařízení, rozvody a armatury a výpočet tlakových ztrát daných rozvodů. Z výpočtu vyplynulo, že tlakové ztráty se při rychlosti 10 m/s pohybují do 20 kPa, což je ještě přípustná hranice u podobných provozů. Tlaková ztráta mezi oblastí „Drátovny“ a „Neutralizace“ se pohybuje okolo 65 kPa, což je 7 % z rozdílu provozního tlaku a tlaku v sání. To se již projeví ve zvýšené spotřebě el.energie především proto, že vzduch z „Neutralizace“ slouží z části k pokrytí spotřeby vzduchu v „Drátovnách“ a zastupuje tak kompresor č.3, jehož provoz je neekonomický.

V druhé části jsem popsal měření základních parametrů kompresorů a rozvodu vzduchu. Jsou zde uvedeny typy a způsoby měření hlavních veličin.

Třetí část práce popisuje měření na dané kompresorové stanici a z něj plynoucí výsledky. Všechny výpočty jsou uvedeny v přílohách 11 a 12. Kompresory jsou ve stavu, který odpovídá jejich době provozu, výjimkou je kompresor č.3, který je ve špatném stavu a u něhož jsou patrné cyklické ztráty. Z hlediska ostrovního provozu oblasti „Neutralizace“ je z měření plyne, že tento způsob za současného stavu není vhodný, jelikož tamní kompresor je výrazně předimenzován a náklady na výrobu energie by byly vyšší, než když pracuje namísto kompresoru č. 3 a zlepšuje tak měrnou spotřebu energie celého systému. Jediným možným řešením by byl v tomto případě nákup nového menšího kompresoru na oblast „Neutralizace“ a přestěhování stávajícího do oblasti „Drátovny“. Kompresor č.3 by pak sloužil pouze jako záložní. Doporučením pro provozovatele je provést kontrolu všech potrubí, odstranit přebytečné armatury a provést nové měření.

V rámci úprav jsem navrhl nový uzlový bod u vzdušníku v oblasti „Drátovny“ tak, aby jej bylo možno napojit na současný rozvod a vzdušník a náklady by byly co nejmenší (příloha 5 a 6). Model byl vytvořen v Autocadu 2007 3D a podroben pevnostním zkouškám v programu ANSYS 10.0 (příloha 10).

5 Použitá literatura a zdroje

- [1] CHLUMSKÝ, V. Kompresorové stanice. 1. vyd. ČVUT Praha, 1978. 92 s.
- [2] LIŠKA, A., NOVÁK, P. Kompresory. 1. vyd. ČVUT Praha, 1994. 227 s., ISBN 80-01-01145-3.
- [3] KAMINSKÝ, J., KOLARČÍK, K., PUMPRLA, O. Kompresory. 1. vyd. VŠB-TU Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [4] LIŠKA, A. Technika stlačeného vzduchu (Výroba a rozvod). 1. vyd. Praha: SNTL, 1988. 330 s.
- [5] LIŠKA, A., NOVÁK, P. Technika stlačeného vzduchu. 1. vyd. ČVUT Praha, 1999. 361 s., ISBN 80-01-01947.
- [6] Oficiální internetové stránky ŽDB a.s. < <http://www.zdb.cz> >.
- [7] Závěrečná zpráva z provozního měření kompresorové stanice ŽDB, a. s. – „oblast Drátovny“, Katedra energetiky, VŠB-TU Ostrava, 2011.
- [8] CHLUMSKÝ, V., LIŠKA, A. Kompresory. SNLT/ALFA, Praha/ Bratislava, 1982.
- [9] KOLARČÍK, K. Proudové kompresory. 1.vyd. VŠB-TU Ostrava, 1994.
- [10] KOLARČÍK, K., VRTEK, M. Možnosti úspor energie. Technologické centrum AV ČR, Praha, 2002.
- [11] KAMINSKÝ, J. Objemové kompresory. VŠB-TU Ostrava, 1997.
- [12] Internetové stránky společnosti Pedip <<http://www.pedip.cz/kondenzacni-susice/mta-model-magellano.html>>.
- [13] ČECH, B., KADLEC, Z. Měření teplot v energetice. 1.vyd VŠB – TU Ostrava, 2008. 64 s., ISBN 978-80-248-1861-0.
- [14] VRTEK, M. Efektivita kompresních poměrů. Docentská habilitační práce. VŠB – TU Ostrava, 2003.
- [15] ŠTROFEK, E., KOLAT, P., KAMINSKÝ, J. Čerpace a vzduchotechnické zariadenia. 1.vyd. Bratislava: Alfa. 1991. 320 s., ISBN 80-05-00704-3.
- [16] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. 3. vyd. Úvaly: ALBRA. 1996. 914 s., ISBN 80-7361-033-7.
- [17] Internetové stránky společnosti Atlas Copco <<http://www.atlascopco.com> >.

6 Seznam příloh

| | |
|------------|--|
| Příloha 1 | Nomogram pro volbu ekvivalentní délky potrubí místních ztrát |
| Příloha 2 | Nomogram pro určení velikosti vzdušníku |
| Příloha 3 | Výkres ŽDB – D – 1 |
| Příloha 4 | Výkres ŽDB – D – 2 |
| Příloha 5 | Výkres ŽDB – D – 3 |
| Příloha 6 | Výkres ŽDB – D – 4 |
| Příloha 7 | Přehled měření mezi 12. - 31.5.2010 |
| Příloha 8 | Pevnostní vizualizace uzlového bodu – tištěná verze (8 s.) |
| Příloha 9 | Výkres ŽDB – Sch – 1 |
| Příloha 10 | Pevnostní vizualizace uzlového bodu v ANSYS 10.0; zdb-uzel .wbdg |
| Příloha 11 | Měření (vzdušník)- „Neutralizace“, soubor: zdb-cov.xls |
| Příloha 12 | Měření (kontinuální)- „Drátovny“ a „Neutralizace“, soubor: zdb-vse.xls |